

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**CONCEPÇÃO DE UMA MÁQUINA CNC PARA
MEDIÇÃO E USINAGEM DE PEÇAS EM MADEIRA.**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM ENGENHARIA MECÂNICA

Kleber Eduardo Bianchi

Florianópolis, agosto de 1996.

**'CONCEPÇÃO DE UMA MÁQUINA CNC PARA MEDIÇÃO
E USINAGEM DE PEÇAS EM MADEIRA'**

Kleber Eduardo Bianchi

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE:

'MESTRE EM ENGENHARIA'

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO FABRICAÇÃO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**




Prof. Dr.-Ing. Carlos Alberto Martin
- Orientador -

Prof. Ph.D Abelardo Alves de Queirós
- Coordenador do Curso -

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. Eng. Fernando Forcelini



Prof. Dr. Eng. Czesław L. Barkzak



Prof. Dr.-Ing. Walter Lindolfo Weingärtner

"- Olhe bem Vossa Mercê - disse o escudeiro -, que aquilo não são gigantes, são moinhos de vento; e o que parecem braços não são senão as velas, que tocadas do vento fazem trabalhar as mós.

- Bem se vê - respondeu Dom Quixote - que não andas corrente nisto das aventuras; são gigantes, são; e, se tens medo, tira-te daí, e põe-te em oração enquanto eu vou entrar com eles em feroz e desigual batalha."

'Dom Quixote De La Mancha' - Cervantes

DEDICATÓRIA

Aos pesquisadores, que, ao exemplo
de Cervantes, transformam o que
tem em mãos - Quixotes, Sanchos e
Rocinantes - em obras importantes
para a humanidade.

AGRADECIMENTOS

Apesar do perigo do esquecimento, é importante salientar nomes sem os quais este trabalho não teria sido o mesmo. Coloco aqui minha gratidão às seguintes pessoas e entidades:

- Prof. Martin, pela orientação dedicada.
- Professores Walter L. Weingärtner, Czeslau L. Barkzak e Fernando Förcelini, pelas sugestões muito proveitosas.
- Ao Depto. de Engenharia Mecânica da UFSC, pela infra-estrutura.
- Ao CNP'q pela bolsa de estudos.
- Ao FINEP pela aprovação do financiamento do projeto.
- Ao SENAI - Centro de Tecnologia do Mobiliário de Bento Gonçalves (RS) - na pessoa de Maria Ballestrin Bertarello - pelo acesso às informações. *Elisa*
054-4514166
- Avelino Bastos, empresário tão dedicado quanto empreendedor, por todas as informações prestadas.
- Aos vários colegas de mestrado, e em especial a Nilson Maziero, Tetsu Koike e Carla Cavalcanti. Ao primeiro pelos debates a respeito do assunto e pelas sugestões. A todos, por serem grandes amigos.
- Josué Júnior Guimarães Ramos, pela grande amizade e pelo lançamento da idéia do trabalho, bem como pela coorientação informal, desprendida e dedicada.
- A minha família, pelo exemplo de dedicação ao que faz e pelo suporte na hora precisa.
- A Adriana, por representar o que há de melhor em minha vida e por me deixar sempre sem palavras para agradecer.

1

ÍNDICE

RESUMO	x
ABSTRACT	xii
Capítulo 1 - INTRODUÇÃO	1
Capítulo 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 - Processos de Plainamento e Fresamento	4
2.2 - Configurações de Máquinas CNC's para Usinagem de Madeira	8
2.3 - Motores utilizados no Fresamento em Madeira	11
2.3.1 - Variação de Velocidade nos Motores tipo "Gaiola de Esquilo"	11
2.4 - Servomotores Utilizados nas Máquinas CNC's para madeira	16
2.4.1 - Modelamento de um Sistema Eletromecânico Utilizando Servomotor CC	18
2.4.1.1 - Regime Permanente	21
2.4.1.2 - Malha de Velocidade com Controlador	24
2.4.2 - Critérios p/ a Escolha do Tipo de Servomotor em Posicionadores de Máquinas CNC's para Madeira	25
2.5 - Requisitos Dinâmicos de um Posicionador de Máquina CNC	28
2.5.1 - Sistema de Transmissão Mecânica	32
2.5.2 - Não-Linearidades	36
2.5.2.1 - Erros de Reversão	36
2.5.2.2 - Atrito	36
2.5.2.3 - Efeitos dos Erros de Reversão e de Atrito na Malha Global	37
2.5.3 - Considerações sobre a Redução	38
2.6 - Sistemas de Medição de Posicionamento	42
2.7 - O Comando Numérico Computadorizado na Malha de Posição	45
Capítulo 3 - PROJETO DE UM SISTEMA FLEXÍVEL PARA FRESAMENTO DE PEÇAS EM MADEIRA	48
3.1 - Introdução ao Problema	48
3.2 - Pré-Requisitos do Sistema	52
3.2.1 - Custo	52
3.2.2 - Volume de Trabalho	52
3.2.3 - Movimentos da Ferramenta	53
3.2.4 - Produtividade	53
3.2.5 - Precisão do Sistema	54
3.2.6 - Acionamento da Ferramenta	54
3.2.7 - Vida-Útil do Sistema	55
3.2.8 - Requisitos Estruturais do Sistema	56
3.3 - Definição do Acionamento da Ferramenta	56
3.4 - Determinação dos Movimentos Relativos entre ferramenta e Peça	58
3.4.1 - Considerações a Respeito do Método de Usinagem	58
3.4.2 - Possíveis Configurações Mecânicas p/ o Sistema em Projeto	61

3.5 - Dimensionamento dos Componentes Mecânicos do Sistema	66
3.5.1 - Guias	66
3.5.2 - Acionamentos	69
3.5.2.1 - Acionamento do Eixo Z	70
3.5.2.1.1 - Equacionamento	72
3.5.2.1.2 - Tempo de Aceleração	73
3.5.2.1.3 - Rigidez e Frequência Natural do Sistema Fuso/Carro.....	73
3.5.2.1.4 - Erros de Posicionamento	74
3.5.2.1.5 - Malha de Velocidade Não-controlada	75
3.5.2.1.6 - Malha de Velocidade com Controlador	76
3.5.2.2 - Acionamento do Eixo Y	78
3.5.2.2.1 - Tempo de Aceleração	81
3.5.2.2.2 - Rigidez e Frequência Natural do Sistema Fuso/Carro.....	81
3.5.2.2.3 - Erros de Posicionamento	82
3.5.2.2.4 - Malha de Velocidade Não-controlada	82
3.5.2.2.5 - Malha de Velocidade com Controlador	83
3.5.2.3 - Acionamento do Eixo X	84
3.5.2.3.1 - Tempo de Aceleração	91
3.5.2.3.2 - Malha de Velocidade Não-controlada	91
3.5.2.3.3 - Malha de Velocidade com Controlador	92
3.5.3 - Mancais dos Fusos de Esferas	92
3.5.4 - Vedações	93
3.5.5 - Sensores de Posição	93
3.5.6 - Sistema de Fixação da Peça	94
3.5.7 - Retirada dos Cavacos de Usinagem	95
3.5.8 - Fundações	96
3.5.9 - Troca de Ferramenta	97
3.6 - Desenho Final da Estrutura Mecânica	98
3.7 - Sistema CAD/CAM/CNC e Medição por Digitalização	99
CONCLUSÃO	105
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	108
APÊNDICE A:	
A.1 - Princípio de Funcionamento dos Motores CA	A-1
A.1.2 - Motor de Indução tipo Gaiola de Esquilo	A-2
A.2 - Princípio de Funcionamento dos Principais Servomotores usados em Máquinas CNC's para a Usinagem de Madeira	A-3
A.2.1 - Servomotores de Corrente Contínua	A-3
A.2.1.1 - Potência Dissipada em Servomotores CC	A-5
A.2.1.2 - Conversores de Corrente para Servomotores CC	A-6
A.2.2 - Servomotor de Indução-Gaiola de Esquilo (CA Assíncrono)	A-9
A.2.2.1 - Controle Vetorial dos Servomotores de Indução	A-10
A.2.3 - Servomotor CA Síncrono (CC Brushless)	A-12
A.2.3.1 - Covensor para Servomotores CC Brushless	A-14
APÊNDICE B:	
Fluxograma de Dimensionamento de Servomotores pelo Tempo de Aceleração com Acionamento por Fuso de Esferas e Redução por Polias Sincronizadoras	B-1

ÍNDICE DAS FIGURAS

Figura:	Pág.
Capítulo 2	
2.1 - Principais parâmetros estudados na remoção de uma apara de madeira.	4
2.2 - Orientações da ferramenta em relação às direções dos veios da madeira.	6
2.3 - Tipos usuais de fresas para madeira.	7
2.4 - Configuração em pórtico c/ torre revólver móvel e duas mesas de trabalho.	9
2.5 - Configuração em pórtico c/ torre trasladável e magazine de ferramentas.	9
2.6 - Configuração em pórtico com barra móvel.	10
2.7 - Pórtico móvel acionado por duplo fuso.	10
2.8 - Configuração semelhante a uma punçoneadeira.	11
2.9 - Curva torque-velocidade para diferentes frequências ($U_{\text{estator}}/\omega_{\text{síncrona}}$ constante.)	12
2.10 - Configuração básica de um circuito PWM.	13
2.11 - a) Sinal de referência sobre o sinal triangular. b) Tensão e corrente de carga.	13
2.12 - Circuito de alimentação de um motor de indução trifásico.	14
2.13 - Cabeçote de fresamento de alta velocidade.	15
2.14 - Acionamento com servomotor, redutor e fuso de esferas recirculantes.	16
2.15 - Diagrama de blocos do servomotor CC não controlado acoplado ao sistema da figura 2.14.	20
2.16 - Curvas características do servomotor CC.	22
2.17 - Malha de velocidade com Controlador PI.	24
2.18 - Posicionador de máquina-ferramenta controlada por CNC.	28
2.19 - Malha de posição e malha interna de velocidade de segunda ordem.	29
2.20(a) - Malha de posição com malha interna de velocidade de 1ª ordem. (b) - Gráficos de posicionamento com variação de ω_v e K_v .	30
2.21 - Rigidez dos componentes do acionamento por fuso de esferas.	32
2.22 - Diferentes mancalizações de fusos de esferas.	33
2.23 - Efeito da histerese sobre um sinal de entrada senoidal.	37
2.24 - Curva do servomotor com a Curva Limite de Comutação segmentada.	41
2.25 - Malha com sistema de medição indireta de posição.	44
2.26 - Malha com sistema de medição direta.	44
2.27 - Partes principais de um CNC acoplado aos servosistemas que compoem uma máquina.	45
2.28 - Ganhos PID + Feedforward de um CNC.	46
Capítulo 3	
3.1 - Configurações de porta de armário.	48
3.2 (a) - pré-trabalho e montagem do requadro convencional. (b) - processo de montagem do requadro para máquina CNC.	49
3.3 - Diagrama dos passos de projeto do sistema.	51
3.4 - Curvas torque e potência/velocidade do motor da ferramenta.	57
3.5 - Posição da ferramenta com o uso de 4 eixos.	58
3.6 - Sistema mecânico baseado em engrenagens cônicas.	58
3.7 - Sistema baseado em polias sincronizadoras e redutor Harmonic-Drive.	59
3.8 - Robô e mesa de trabalho móvel.	61
3.9 - Configuração semelhante a uma mandriladora.	62

3.10 - Configuração em duplo pórtico.	63
3.11 - Pórtico móvel.	63
3.12 - Tipos de acionamentos do pórtico da figura 3.11.	64
3.13 - Configuração com pórtico-anel móvel.	65
3.14 - Bucha de esferas recirculantes com pré-carga.	67
3.15 - Montagem de patins de esferas fixo-livre.	68
3.16 - Figura de histerese do redutor planetário do eixo Z.	71
3.17 - Eixo Z acionado por fuso.	72
3.18 - Malha de Velocidade Controlada.	76
3.19 - Resposta no tempo da Malha de Velocidade para $K_p=25V/V$ e $T_i=2,5\text{ ms}$.	77
3.20 (a) - Configuração p/ fuso de esferas (acionamento lateral)	
(b) - Configuração p/ correia sincronizadora (acion. central)	78
3.21 - Figura de histerese do redutor planetário do eixo Y.	79
3.22 - Resposta no tempo para o eixo Y.	83
3.23 - Acionamento com castanha movida para o eixo X.	84
3.24 - Acionamento por meio de roda de atrito.	86
3.25 - Acionamento por pinhão e cremalheira.	87
3.26 - Acionamento com dois pinhões para o eixo X.	89
3.27 - Resposta no tempo da malha de velocidade p/ $K_p = 53\text{ V/V}$ e $T_i = 8\text{ms}$.	92
3.28 - Macal especial para fuso de esferas.	92
3.29 - Ventosa para fixação e referenciamento da peça.	95
3.30 - Câmara de sucção de cavacos em torno da ferramenta.	96
3.31 - Sistema de ancoragem da base à fundação.	97
3.32 - Vista em perspectiva da parte mecânica do sistema.	98
3.33 - Medição por Digitalização - Método Diferencial.	101

Apêndice A

A.1 - Campo girante em um motor CA..	A-1
A.2 - Rotor tipo 'gaiola de esquilo'.	A-2
A.3 - Curvas torque-velocidade para diferentes resistências do rotor.	A-3
A.4 - Vista em corte de um servomotor CC.	A-4
A.5 - Curvas do servomotor CC.	A-4
A.6 - Quadro das perdas em servomotores CC.	A-5
A.7 - Circuito em ponte de transistores para chaveamento de tensão sobre servomotor CC.	A-7
A.8 - Pulsos dos transistores, tensão e corrente de armadura e corrente no barramento CC para os quatro quadrantes.	A-8
A.9 - Rotor tipo 'gaiola de esquilo' para servomotor.	A-10
A.10 - Vetores de corrente do estator no controle vetorial de servomotor de indução.	A-11
A.11 - Esquema de um controlador vetorial.	A-11
A.12 - Vista em corte do servomotor CC brushless.	A-12
A.13 - Sentido de magnetização dos ímãs e fluxo num motor de dois pólos.	A-13
A.14 - Conversor para servomotor CC brushless	A-14

RESUMO

A indústria moveleira apresenta como principal característica a produção rígida de grandes lotes de peças. Porém, diante da nova realidade do mercado mundial, se faz necessária a busca de meios produtivos de maior flexibilidade, a fim de que o consumidor final tenha o máximo de opções possíveis sobre um mesmo modelo de produto. Dentro deste contexto, as máquinas fresadoras CNC's para usinagem de madeira e materiais semelhantes representam um ponto chave no processo produtivo, haja vista que representam o elo entre a operação de corte da matéria-prima e o acabamento final da peça.

Pelos motivos colocados acima, o presente trabalho tem por objetivo a concepção de uma máquina controlada por CNC dedicada à medição e usinagem de peças de grande comprimento, com superfícies planas e curvaturas suaves, usuais na indústria moveleira.

A partir de dados obtidos na bibliografia, nos contatos estabelecidos com pesquisadores, fabricantes e fornecedores, bem como nas feiras e empresas visitadas, realizou-se um estudo da melhor configuração para o sistema e, a partir daí, foram escolhidos seus componentes fundamentais. Sob o ponto de vista de construção eletro-eletrônica e mecânica, a escolha da configuração e componentes buscou o bom **desempenho dinâmico** do sistema. Desta forma é garantida a usinagem em alta velocidade, com erros de posicionamento compatíveis à aplicação e grande confiabilidade. Por outro lado, sob o ponto de vista de produção, buscou-se a concepção de um sistema com alta flexibilidade, com recursos ainda não usuais na indústria moveleira, ou seja, possibilidade de produção de famílias de peças, utilizando-se recursos de medição de modelos, CAD (Computer Aided Design) e CAM (Computer Aided Manufacturing).

O projeto foi encaminhado segundo um cronograma de atividades, desde a determinação dos requisitos do sistema, até a sua apresentação final, com componentes de software e hardware determinados. Buscou-se sempre soluções de bom nível tecnológico, adequadas à realidade da indústria moveleira. Deste modo, o sistema estudado torna possível o uso de ferramentas modernas, como o diamante policristalino, em conjunto com ferramentas de software que significam um incremento em termos de sistema produtivo para estas empresas.

ABSTRACT

The main furniture industry characteristic is the rigid production of big working batches. However, because of the new trends in the international market, this industry searches for new flexible productive systems, so the final consumer could have a great number of possible options over the same model of product. In this reality, the NC wood working machines play an important role, because they represent the link between the cut operations and the final sanding of the furniture parts.

This study has as objective the conception of a NC machine tool to the measurement and work on long length furniture parts, which are composed of planes and soft curvatures, very usual in the furniture industry.

The basic data to the development of this work was found in the bibliography and in personal contacts with research centers and industries staffs. A study on the right system configuration was done and, after that, the most important components were determined. To choose the right components, the **dynamic performance** criteria was used, so it is possible to reach great cut velocities, with low contour errors and great working life. Otherwise, in which concerns to production, it was searched for a very flexible system, with characteristics not already usual to furniture industries, such as, modeling measuring and the use of CAD (Computer Aided Design) and CAM (Computer Aided Manufacturing).

The system design followed a schedule of activities, which covered since the system requirements determination until the final presentation, with all the determined software and hardware components. Although the system is developed to supply for the needs of general furniture industries, the chosen solutions have a very good technological level, so it is possible to use modern working tools, such as polycrystalline diamond, together with software tools that represent an increment in production technology for these industries.

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

De acordo com a Associação Brasileira de Fabricantes de Aglomerados, dentro de poucos anos o Brasil será um dos maiores fornecedores mundiais de chapas para fabricação de móveis. As plantações de vários tipos de Pinus, Eucalyptus e espécies subtropicais em nosso país representam 25% da área total de plantações no mundo.

Em tempos de abertura de mercado, a utilização desta quantidade enorme de madeira, quer seja na forma maciça ou agregada em chapas, dá ao Brasil, e em especial a região sul, a possibilidade de manter o nível de competitividade de sua indústria moveleira no mercado internacional. Esta indústria obteve no ano de 1995, segundo informações da MOVERGS (Assoc. das Ind. de Móveis do Estado do Rio Grande do Sul), um faturamento de 5,7 bilhões de reais, sendo responsável por 1,2% do PIB nacional e por um número de empregos diretos em torno de 300 mil.

A maior parte das indústrias moveleiras tem no mercado interno sua maior concentração de vendas, porém, a exportação para diversos países da América, África, Oriente Médio e Europa representa uma fatia em torno de 6%, em média, do valor total de vendas. O estado de Santa Catarina atualmente é o maior exportador do setor (55% das vendas para mercado externo). O sucesso nas exportações não se deve apenas à grande oferta de matéria-prima, mas a vários fatores, entre estes, o câmbio favorável. Com isto, houve um crescimento de 640% nas exportações nos últimos 5 anos, o qual teve uma desaceleração para apenas 15% no último ano devido à super-valorização de nossa moeda. Cabe ressaltar a importância dos países do Mercosul não apenas como forte mercado consumidor, mas também como fornecedores de matéria-prima. Como exemplo cite-se o fato do Brasil não possuir ainda uma fábrica de MDF (Medium Density Fibreboard), importando da Argentina e do Chile este produto, hoje muito utilizado devido às suas características superiores ao aglomerado comum.

Apesar do elevado nível de produção das indústrias moveleiras, há algumas barreiras tecnológicas a serem vencidas. Apenas empresas de grande porte do setor já adquiriram máquinas CNC, sendo que estas se tratam de otimizadoras de corte e centros de usinagem importados. A programação destas máquinas na maior parte das vezes é manual, o que é aceitável considerando-se que as peças são produzidas em grandes lotes. A aquisição de máquinas CNC's na grande maioria das vezes se deve à maior repetibilidade obtida nas peças produzidas e, principalmente no caso de fresamento, ao uso de altas velocidades de corte. Deste modo, as máquinas CNC's para madeira são utilizadas no Brasil como copiadoras que proporcionam uma peça melhor acabada, que necessita pouco ou nenhum lixamento posterior. Vários recursos de flexibilidade que as máquinas CNC's apresentam não são dominados por boa parte dos fabricantes.

Apenas recentemente algumas indústrias têm percebido a necessidade de personalização de seus produtos. Já se reflete no Brasil o exemplo dado por empresas no exterior que oferecem ao seu cliente diversas opções de configuração sobre um mesmo produto básico. Sob este prisma, um mesmo móvel poderia, como exemplo, ser confeccionado em Mogno, Cedro, Cerejeira, Pinus ou mesmo MDF com revestimento de poliuretano conformado. O cliente poderia então escolher a forma das portas, das laterais e dos rodapés do móvel que vai adquirir, conforme seu gosto pessoal.

Para que esta personalização seja possível faz-se necessária a utilização de todos os recursos possíveis de flexibilidade que a planta industrial pode oferecer. Dentro desse contexto, as máquinas fresadoras CNC desempenham uma papel chave, pois são o elo entre o corte e o acabamento final das peças. A flexibilidade necessária nestas máquinas obriga o uso de softwares de CAD/CAM ainda não dominados pela maior parte das indústrias de móveis, bem como uma configuração mecânica que permita flexibilidade igual ou maior do que o encontrado em máquinas CNC's para a usinagem de metais, haja visto que os materiais usinados e as formas das peças produzidas são muito diversos. Para que se tenha uma idéia, os eixos posicionadores devem apresentar velocidades de avanço que vão desde 0,5 até aproximadamente 25 m/min.

Diante do colocado acima, as indústrias moveleiras se deparam com alguns desafios, pois novas máquinas estarão disponíveis no mercado dentro em breve, com ferramentas de CBN e diamante policristalino e grandes recursos de flexibilidade de software e hardware. Dominar todas as informações relevantes ao processo de usinagem pode significar um grande aumento na produtividade.

Para iniciar uma abordagem sobre o assunto, no próximo capítulo é feita uma revisão bibliográfica onde são colocados os tipos usuais de motores para fresamento em madeira, bem como os servomotores utilizados nas máquinas CNC's para este material, delimitando-se a faixa de aplicação de cada um. Também são colocadas algumas configurações de estrutura mecânica das máquinas CNC's para madeira presentes no mercado e expostos os requisitos dinâmicos para seus eixos posicionadores.

Já no capítulo 3 é colocada a concepção do sistema (objetivo deste trabalho), utilizando-se os conceitos expostos no capítulo 2. São determinados os requisitos desejados e confrontadas possíveis soluções, sendo estas então colocadas em sua forma definitiva.

No apêndice A é mostrado o princípio de funcionamento dos motores de Corrente Alternada e, em especial, do motor de indução tipo "gaiola de esquilo".

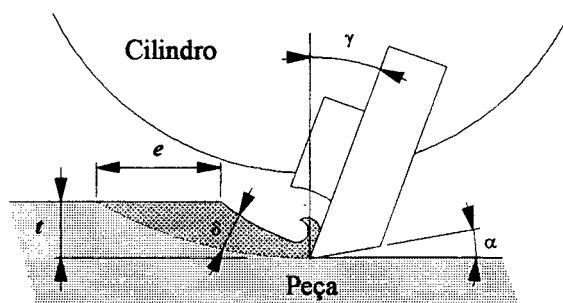
No Apêndice B mostra-se o fluxograma do software implementado para dimensionamento de acionamentos que utilizam servomotor, fuso de esferas e polias sincronizadoras. Tal programa foi implementado dentro do MATLAB for Windows 4.0.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 - Processos de Plainamento e Fresamento:

O trabalho de plainamento tem como objetivo a obtenção de superfícies perfeitamente planas, sendo executado com uma ou mais lâminas fixas a um cilindro girante. A madeira é empurrada manualmente ou de modo automático na direção tangencial ao cilindro.

O esquema de remoção de aparas de madeira foi estudado inicialmente por Köberle [ref. 28] e pode ser visto na figura 2.1. Como o movimento da lâmina de corte em relação à peça apresenta as componentes de velocidade de giro da ferramenta e avanço da peça, a resultante é uma ciclóide, em geral alongada, pois a velocidade tangencial da ferramenta é muito superior ao avanço da peça (Giordano, 1983; Kollmann, 1975).



onde:

t = profundidade de corte	[mm]
e = passo de corte por faca	[mm]
δ = espessura instantânea de cavaco	[mm]
γ = ângulo de face da faca	
α = ângulo de folga	

Figura 2.1 - Principais parâmetros estudados na remoção de uma avara de madeira.

Como no caso da usinagem de metais, a alimentação pode ser concordante (down milling feed) ou discordante (up milling feed). No primeiro caso, o acabamento final da peça é melhor e a potência de usinagem é maior, porém, a usinagem discordante continua sendo a mais utilizada devido à menor periculosidade para o operador.

Em termos de acabamento, este será tanto melhor quanto mais próximos forem os picos de rugosidade resultantes dos movimentos cicloidais descritos pelos gumes de corte. Para plainamento de desbaste uma distância entre picos de 4-5mm é suficiente, enquanto que para acabamento fino, esta distância não deve ultrapassar 1,5mm. Aparentemente, ao elevar-se o número de lâminas a distância entre picos de rugosidade fica menor, porém, na prática observa-se que não há grande melhora no acabamento, pois o gume necessita retirar uma certa espessura de cavaco. Além disso o acabamento final da peça depende ainda de outros fatores.

Quanto à potência necessária às plainas, vários manuais recomendam a seguinte fórmula:

$$P_{\text{tot}} = \frac{\omega \cdot \theta \cdot b \cdot t \cdot V_a}{900} + 0,25 \cdot z \quad (2.1)$$

onde:

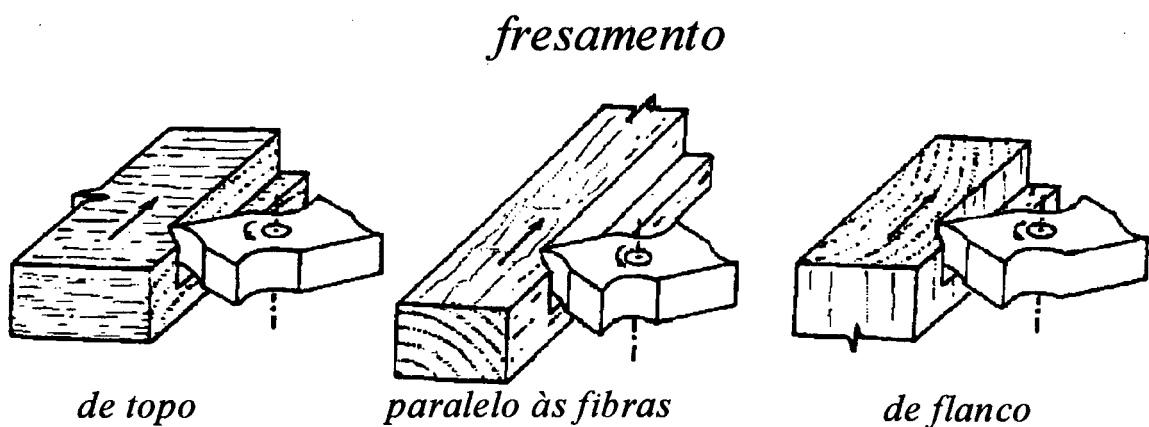
P_{tot} = potência de plainamento	[CV]
b = comprimento total da lâmina	[mm]
t = profundidade de corte	[mm]
V_a = velocidade de avanço	[m/min]
z = número de lâminas da ferramenta	
ω = madeira molhada : 0,48 a 0,60	
madeira fresca : 0,60 a 0,75	
madeira semiseca : 0,72 a 0,95	
madeira seca ao ar : 0,85 a 1,05	
madeira completamente seca : 0,95 a 1,15	
θ = Pinho branco : 0,40	
Pinho comum : 0,37	
Lariço : 0,43	
Faia : 0,84	
Carvalho : 0,59	
Freixo : 0,80	

Koch (1964) estudou a influência de outros fatores sobre a potência de plainamento e obteve que esta será menor quando forem usados ângulos de face maiores e velocidades de avanço menores. Do mesmo modo, as madeiras úmidas e de baixo peso volumétrico exigem menor potência de usinagem.

Os ângulos de face usuais ficam em torno de 30° para as madeiras leves e 35° para as madeiras duras. No caso da utiliza-

ção de metal duro, este ângulo pode ser elevado para valores em torno de 45° . O ângulo de folga usual é de 20° , sendo diminuído um pouco quando o ângulo de cunha vier a ficar muito pequeno.

Quanto ao fresamento de madeira, este se trata de uma operação de plainamento lateral ou de topo. Como pode ser visto na figura 2.2, este fresamento apresentará características diferentes conforme a orientação dos veios da madeira em relação ao movimento da ferramenta.



**Figura 2.2 - Orientações da ferramenta em relação
às direções dos veios da madeira.**

Nas fresas presentes no mercado, as lâminas de corte podem ser soldadas ou montadas sobre o corpo da ferramenta. Neste último caso, há maior facilidade para afiação das lâminas, porém, em contrapartida, há necessidade de um alinhamento preciso das lâminas quando da sua montagem ao corpo. Alguns tipos de fresas bastante comuns podem ser vistos na figura 2.3.

Os materiais utilizados para as ferramentas incluem aços de média liga, aços-rápidos, metais-duros e, mais recentemente, insertos de CBN, diamante natural e diamante policristalino. Estes insertos permitem velocidades de corte muito elevadas (acima de 100 m/s), com formação de cavacos muito pequenos, pequenas forças de corte e baixa variação térmica sobre a lâmina ou inserto. conseqüentemente, há uma melhora considerável na vida-útil da ferramenta.

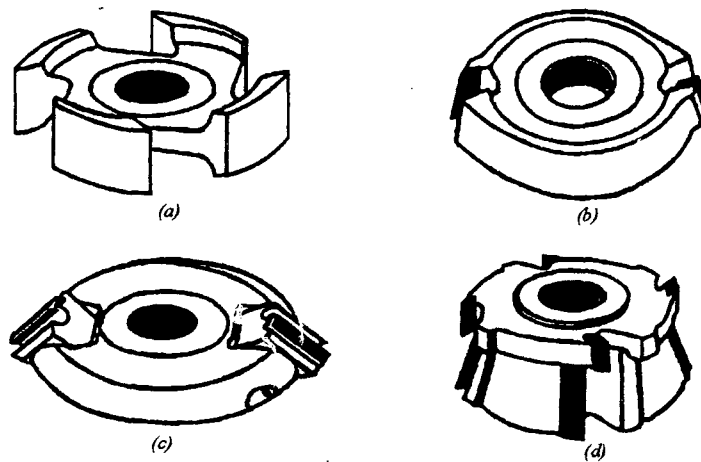


Figura 2.3 - Tipos usuais de fresas para madeira:

- a) dentes entalhados no próprio corpo da ferramenta*
- b) pastilhas soldadas*
- c) lâminas intercambiáveis*
- d) múltipla combinada, para perfis especiais*

A alta velocidade de corte sempre foi utilizada no fresamento de madeira. Apesar do acabamento final das peças depender também do ângulo de face, da orientação das fibras e do tipo de madeira, bem como do conteúdo de umidade, resinas, colas e incrustações minerais, este acabamento é tanto melhor quanto maior for a velocidade de corte.

Para que as velocidades de corte sejam elevadas, as fresas usuais de aço média-liga, aço-rápido e metal-duro apresentam diâmetros entre 100 e 180 mm, porém, com o desenvolvimento dos motores de alta velocidade e das ferramentas de CBN e diamante, já é possível utilizar fresas com diâmetros inferiores a 80 mm, mais econômicas e de balanceamento dinâmico mais fácil. O número usual de gumes cortantes fica entre 2 e 8, havendo maior tendência ao uso de 2 ou 4 gumes (Giordano, 1983).

2.2 - Configurações de Máquinas CNC's para Usinagem de Madeira:

Serão vistos a seguir alguns dos diversos tipos de configuração estrutural das máquinas para usinagem de madeira presentes no mercado. É importante ressaltar algumas peculiaridades que diferenciam estas máquinas dos centros de usinagem para metais.

A primeira diferença é que, em geral, o volume de trabalho na usinagem de metais é relativamente uniforme em termos de comprimento de eixos. Ao contrário, as máquinas para a usinagem de madeira trabalham sobre peças de pequena espessura, mas que podem vir a ter comprimentos de mais de 2m. Deste modo, o movimento vertical da ferramenta (geralmente Eixo Z) é pequeno. Este fator, em conjunto com as baixas forças de usinagem, permitem estruturas menos rígidas em relação às máquinas CNC's para metais. Por estes motivos, é muito usual a adoção de estruturas do tipo pórtico.

A segunda diferença está nas altas velocidades de avanço, acima de 20 m/min. Isto é possível devido aos baixos requisitos de precisão de posicionamento, às altas velocidades de giro da ferramenta e às baixas forças decorrentes do processo de usinagem.

Nota-se também que os cabeçotes de fresamento com frequência apresentam mais do que um motor. Em boa parte das máquinas o magazine de troca de ferramentas, quando existe, apresenta de 6 a 10 posições, sendo transladado juntamente com a torre da ferramenta. Isto revela que as operações desempenhadas por estas máquinas CNC's são bem menos variadas do que as executadas na usinagem de peças metálicas. Um exemplo disso pode ser visto na figura 2.4, onde uma máquina denominada pelo fabricante de centro de usinagem não apresenta um magazine de troca de ferramentas, mas uma torre tipo revólver com oito motores (de potências e velocidades diferentes). Quando o número de ferramentas não for suficiente para o trabalho sobre a peça, as ferramentas devem ser trocadas manualmente. Observa-se também a presença de duas mesas de trabalho onde as peças são fixadas por vácuo. O operador fixa uma nova peça a uma mesa enquanto a máquina trabalha sobre a outra. Todo o conjunto da torre é transladado hidraulicamente de uma mesa à outra.

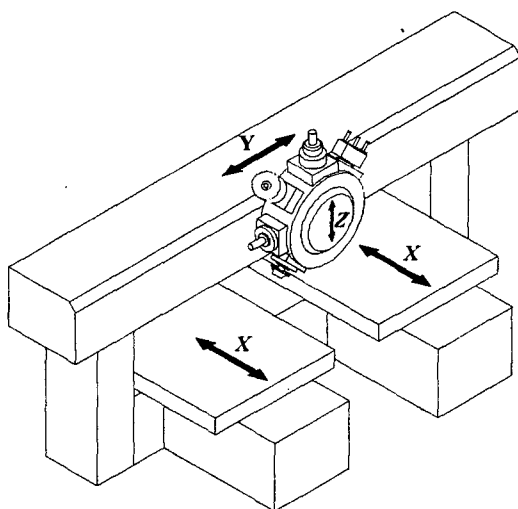


Figura 2.4 - Configuração em pórtico c/ torre revólver móvel e duas mesas de trabalho.

Uma configuração semelhante à anterior pode ser vista na figura 2.5, na qual há uma torre ao invés de um revólver. O magazine de ferramentas é transladado em conjunto com a torre.

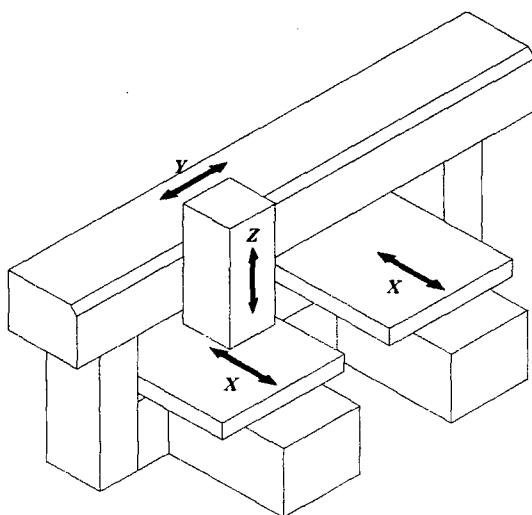


Figura 2.5 - Configuração em pórtico. c/ torre transladável e magazine de ferramentas.

Continuando nas configurações estruturais em pórtico, a figura 2.6 apresenta uma máquina menor que as anteriores, a qual, ao invés de apresentar uma torre transladável, possui uma barra transversal sobre a qual são apoiados os X e Z. O eixo Y é movido por meio de um fuso de esferas de grande comprimento, acionado pela castanha. Desta forma é possível trabalhar sobre peças longas de maneira interpolada, ou então fixar quantas

peças menores forem possíveis dentro do espaço de trabalho. A movimentação das barras de fixação permite o trabalho sobre peças de formas e tamanhos variados.

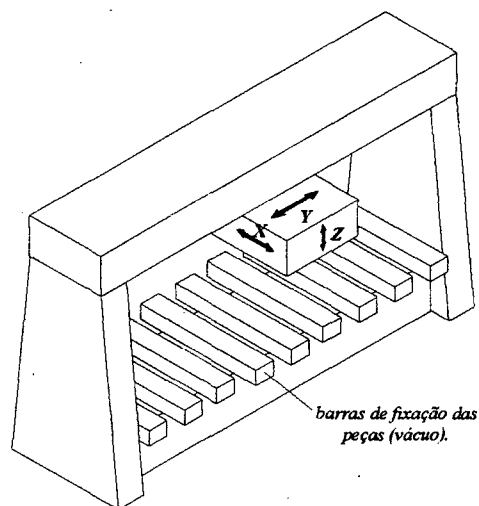


Figura 2.6 - Configuração em pórtico com barra móvel.

O pórtico também é utilizado nas partes móveis de algumas máquinas, resultando em configurações mais compactas do que nos casos anteriores. O primeiro exemplo pode ser visto na figura 2.7, onde o eixo X é acionado por dois fusos de esferas sincronizados.

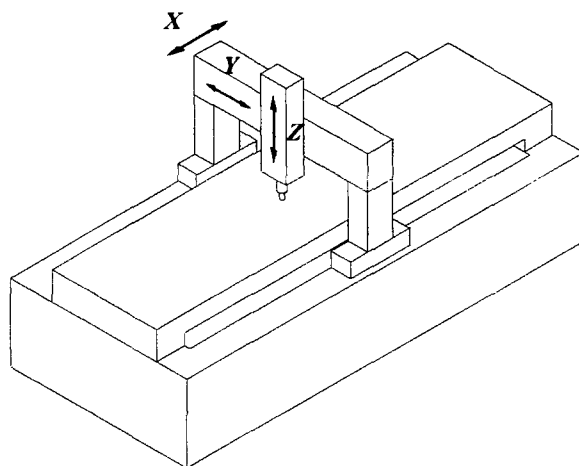


Figura 2.7 - Pórtico móvel acionado por duplo fuso.

A última configuração estudada apresenta alguma semelhança com a utilizada em puncionadeiras. A peça permanece fixa enquanto a torre descreve todos os movimentos. A troca de ferramentas é manual ou automática, dependendo do modelo.

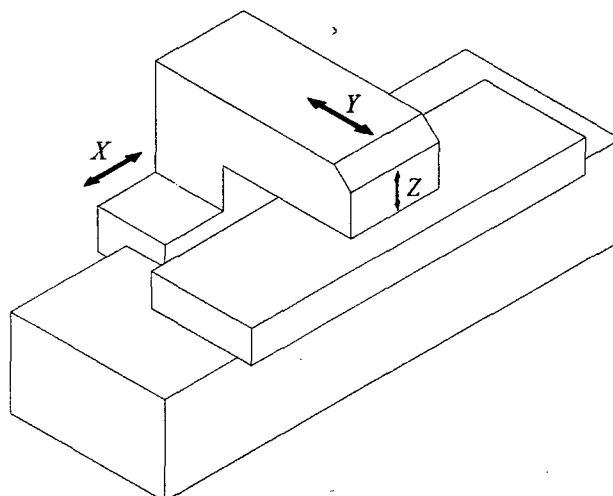


Figura 2.8 - Configuração semelhante a uma punçãoadeira.

2.3 - Motores utilizados no Fresamento em Madeira:

Os motores utilizados no acionamento dos eixos-árvore de máquinas fresadoras para madeira se tratam de motores de corrente alternada tipo "gaiola de esquilo", os quais apresentam como principal característica o baixo custo e robustez.

No Apêndice A é abordado o princípio de funcionamento dos motores CA, com destaque para o motor "gaiola de esquilo". Nesta seção é de interesse mostrar como a velocidade destes motores é variada para sua utilização eficiente na usinagem de madeira.

2.3.1- Variação de Velocidade nos Motores "Gaiola de Esquilo":

Como este tipo de motor apresenta uma velocidade de operação relativamente baixa para o fresamento de madeira (em torno de 3500 rpm para motores de dois pólos), em máquinas convencionais são utilizadas fresas de diâmetros elevados, juntamente com ampliações por polias. Este tipo de configuração apresenta problemas de dificuldade de balanceamento das fresas, elevada potência de acionamento, desgaste elevado das correias e nível de ruído.

Para resolver estes problemas, nas modernas máquinas CNC's para usinagem de madeira o acionamento das ferramentas é feito por motores de alta frequência. Como a velocidade síncrona do motor é proporcional à frequência de alimentação do estator, esta é variada dos 50/60 Hz para os já usuais valores de 240 e 300 Hz. No caso de ferramentas diamantadas estão sendo utilizadas frequências que permitem velocidades acima de 40.000 rpm.

Os circuitos responsáveis pela variação da frequência se tratam de conversores estáticos CC/CA, conhecidos como inversores, que operam pelo princípio de variação dos pulsos de tensão sobre os enrolamentos (PWM = Pulse Width Modulation). Estes conversores permitem a variação da frequência de operação desde valores muito baixos até a frequência máxima, mantendo sempre a razão $U_{\text{estator}}/\omega_{\text{síncrona}}$ constante. Com isto, o torque máximo (T_q) está disponível em toda a faixa de velocidades. Ao contrário, se houvesse apenas variação da frequência, o torque fornecido pelo motor em altas velocidades seria praticamente nulo.

Por este princípio, pode-se observar que na partida do motor são usadas baixas frequências (figura 2.9), as quais fornecem elevado torque de partida com baixa corrente consumida. Após a aceleração do rotor, a frequência pode ser aumentada para obter torque elevado na velocidade de trabalho (Bose, 1986; Kenjo, 1990).

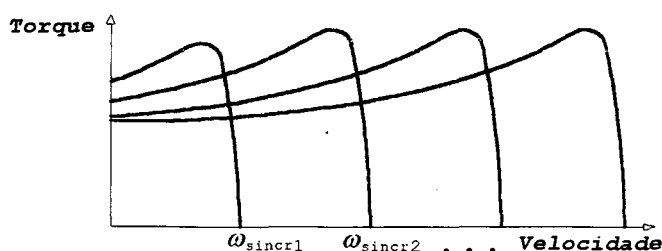


Fig. 2.9 - Curva torque-velocidade para diferentes frequências ($U_{\text{estator}}/\omega_{\text{síncrona}}$ constante).

Para entender-se o princípio de funcionamento dos inversores PWM, inicialmente toma-se um circuito simples, como pode ser visto na figura 2.10.

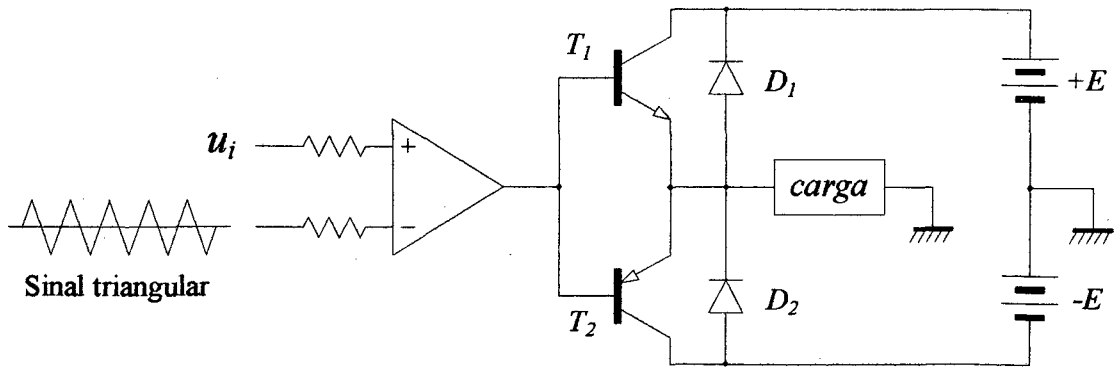
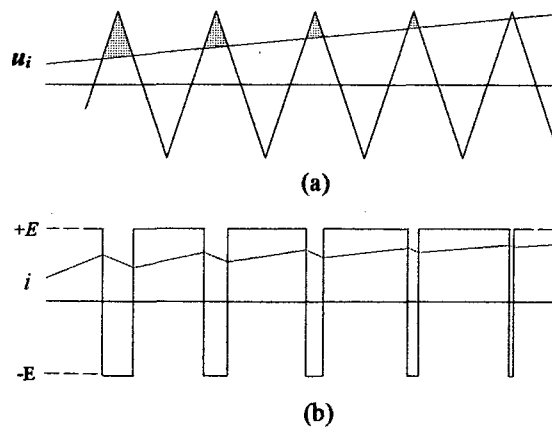


Figura 2.10 - Configuração básica de um circuito PWM.

Este circuito utiliza um comparador de entrada, em cujo terminal positivo é aplicada uma tensão de referência u_i , enquanto no terminal negativo é aplicado um sinal triangular. No período em que u_i é maior do que o sinal triangular, o transistor T_1 está ativado e T_2 está desativado, portanto, a tensão sobre a carga é $+E$. Quando u_i é menor que o sinal triangular, há inversão dos estados lógicos dos transistores e a tensão sobre a carga é $-E$.

Na figura 2.11(a) observa-se a tensão de referência u_i superposta ao sinal triangular. A tensão e a corrente sobre a carga podem ser vistas na parte (b) da figura. Como os motores representam uma carga indutiva relativamente elevada, o corrente nas espiras sofre uma filtragem.



**Figura 2.11 - a) Sinal de referência sobre o sinal triangular
b) Tensão e corrente de carga.**

Pelo exposto acima observa-se que, variando-se adequadamente a tensão de referência u_i , é possível gerar um trem de pulsos de tensão de comprimentos variados de tal modo que a corrente sobre os enrolamentos do estator seja de forma senoidal. A figura 2.12 mostra um circuito simplificado de alimentação de um motor de indução trifásico chaveado por um circuito PWM. O motor recebe trens de pulsos de tensão defasados de 120° em cada enrolamento de fase. Deste modo a corrente de campo é semelhante à uma fonte trifásica de frequência elevada (Kenjo, 1990).

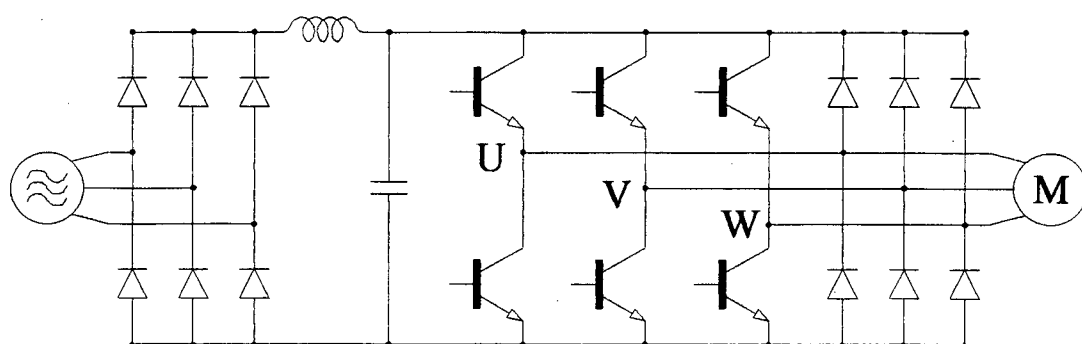


Figura 2.12 - Circuito de alimentação de um motor de indução trifásico.

Portanto, no que concerne à parte eletro-eletrônica do motor de indução, é possível atingir velocidades de giro de ferramenta muito elevadas. Desafio igual ou maior foi adequar a parte mecânica dos motores com as novas velocidades obtidas. Para que não haja desgaste prematuro dos mancais estes devem ser corretamente dimensionados, montados e lubrificados. Além disso o eixo deve ser rígido e bem balanceado.

Para máquinas copiadoras convencionais são utilizados motores de alta frequência com eixos longos, nos quais a ferramenta é montada e fixada. Para motores destinados a operarem em centros de usinagem o eixo possui em sua extremidade um cone (geralmente ISO 40) para encaixe das ferramentas. O sistema de fixação da ferramenta é pneumático ou hidráulico, com princípio idêntico ao utilizado nas máquinas CNC's convencionais. A figura 2.13 apresenta um exemplo deste tipo de cabeçote de alta velocidade.

Os mancais destes motores se tratam de rolamentos de ultra-precisão de contato angular em ambos os lados do eixo (montagem fixo-fixo), ou rolamentos de contato angular no mancal da ferramenta e radiais na parte posterior (montagem fixo-livre). Estes rolamentos apresentam elementos girantes de pequeno diâmetro, ou ainda, no caso de velocidades ainda maiores, de material cerâmico. Os métodos de lubrificação se tratam de graxa especial para altas velocidades ou, para velocidades extremamente elevadas, névoa de óleo.

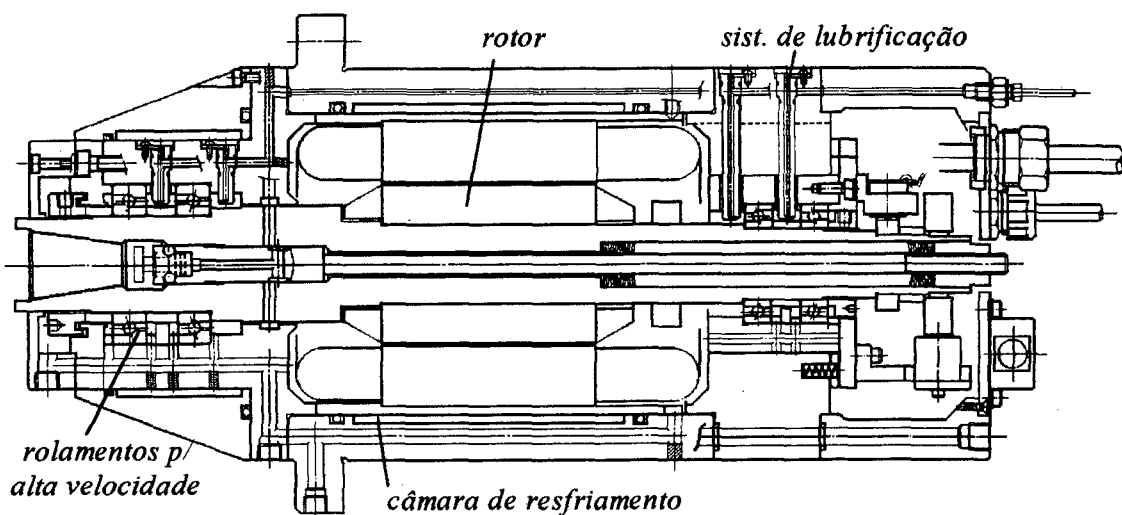


Figura 2.13 - Cabeçote de Fresamento de Alta Velocidade.

2.4 - Servomotores Utilizados nas Máquinas CNC's para Madeira:

A figura 2.14 apresenta um eixo posicionador semelhante ao utilizado nas mesas das figuras 2.4 e 2.5 (Stute, 1983). Este tipo de acionamento com servomotor, redutor e fuso de esferas recirculantes é sem dúvida o mais utilizado nas máquinas CNC's para a usinagem de madeira. Com certeza, dentro de alguns anos os motores lineares ocuparão um espaço muito grande neste tipo de usinagem.

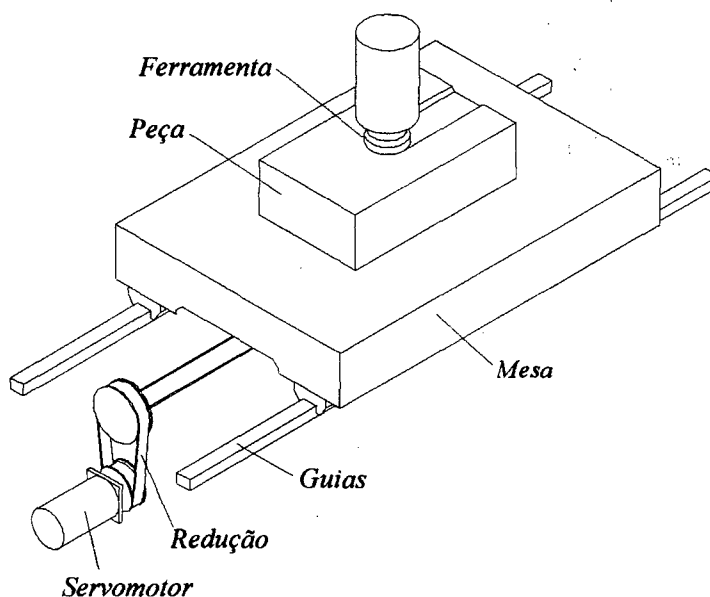


Figura 2.14 - Acionamento com servomotor, redutor e fuso de esferas recirculantes.

As reduções utilizadas na grande maioria dos casos se tratam de polias sincronizadoras, porém, com o uso de servomotores de velocidades nominais maiores (CC brushless e CA de indução), redutores com fatores de redução elevados e baixas folgas, do tipo Harmonic Drive, Cicloidalis ou Planetários, estão sendo utilizados.

Nesta seção estuda-se o papel do servomotor no acionamento de máquinas CNC's para a usinagem de madeira. Este tipo de motor se diferencia dos convencionais pelas suas características construtivas e sistemas de potência e controle, os quais permitem um excelente desempenho dinâmico, bem como o controle da posição e/ou velocidade do eixo.

Independentemente da aplicação específica, os servomotores devem apresentar as seguintes características (Carlson & Blauth, 1987):

- Alta dinâmica de torque, isto é, rápido controle da corrente
- Alta dinâmica de velocidade, o que significa:
 - baixa constante de tempo mecânica
 - baixa constante de tempo elétrica
 - alto torque máximo (de pico, ou transiente)
- Alta capacidade de sobrecarga mecânica, o que significa:
 - alto torque máximo (de pico)
 - elevada rigidez mecânica
- Alta capacidade térmica: capacidade de ser submetido por tempo elevado a cargas e correntes altas sem que haja sobreaquecimento
- Torque suficiente em regime permanente
- Rigidez de velocidade e comportamento linear tanto nos regimes normais como em sobrecargas
- Larga faixa de controle de velocidades (no mínimo 1:100)
- Operação sem trepidação mesmo em baixas velocidades
- Alta precisão de posicionamento (melhor que $0,36^\circ$)
- Projeto compacto, isto é, boa relação potência/volume
- Versatilidade, facilidade de instalação e de acoplamento de sensores
- Alta confiabilidade, durabilidade e baixa manutenção
- Baixo ruído e inexistência de ressonâncias mecânicas
- Relação custo/performance aceitável.

Os servomotores mais utilizados industrialmente em máquinas CNC's para madeira são:

- Corrente Contínua (CC)
- Corrente Contínua sem escovas (CC Brushless/CA síncrono)
- Indução (CA Assíncrono)

Devido à importância destes servomotores, um estudo mais detalhado das características básicas de cada um é feito no Apêndice B. Na próxima seção, porém, será apresentado apenas o modelo clássico do servomotor CC, freqüentemente estendido para os outros tipos de servomotores. O modelamento fornece os subsídios necessários ao projetista no momento da escolha do tipo e tamanho do servomotor a ser utilizado.

2.4.1 - Modelamento de um Sistema Eletromecânico Utilizando Servomotor CC:

Supondo que o acionamento da mesa da figura 2.14 seja feito por meio de um servomotor CC, este deve proporcionar um torque em transiente capaz de acelerar todas as inércias do sistema, bem como um torque em regime permanente que supere as forças de usinagem e de atrito nas guias e mancais.

O Torque em Regime Permanente é calculado do seguinte modo (Fagundes, 1994; Leonhard, 1985; Martin; Stute e Cols., 1983):

$$T_{rp} = \left[k_{pc} \frac{F_{pc} \cdot p}{2\pi} + \frac{[F_{ru} + \mu(P + F_{lu})] p}{2\pi \eta_f} + T_{mf} \right] \frac{N_1}{N_2 \eta_{eng}} \quad (2.2)$$

onde: k_{pc} = coeficiente de pré-carga do fuso	[adim.]
F_{pc} = força de pré-carga (castanha/fuso)	[N]
F_{ru} = Força radial de usinagem	[N]
F_{lu} = Força longitudinal de usinagem	[N]
N_1 = número de dentes da engrenagem de transmissão	[adim.]
N_2 = número de dentes da engrenagem do fuso	[adim.]
p = passo do fuso	[m]
P = Força peso (mesa + peça)	[N]
T_{mf} = Torque de atrito dos mancais do fuso	[Nm]
μ = Função de atrito das guias	[adim.]
η_{eng} = rendimento do engrenamento	[adim.]
η_f = rendimento do fuso	[adim.]

OBS: Foi desconsiderado o momento de atrito dos rolamentos do motor.

Durante os períodos de transiente, o torque que o servomotor deve proporcionar deve ser maior ou igual a:

$$T_{din} \geq J_T \cdot \Omega \quad (2.3)$$

onde: T_{din} = Torque dinâmico (transiente) [Nm]

J_T = Momento de inércia total [kg.m²]

Ω = aceleração angular do motor [rad/s²]

e:

$$J_T = J_m + J_1 + \left[J_2 + J_f + \frac{P}{g} \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 \right] \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (2.4)$$

onde: J_f = Momento de inércia do fuso [kg.m²]

J_m = Momento de inércia do motor [kg.m²]

J_1 = Mom. de inércia da engrenagem de transmissão [kg.m²]

J_2 = Momento de inércia da engrenagem do fuso [kg.m²]

P = Força peso (mesa + peça) [N]

Observa-se que a presença de uma redução ocasiona uma divisão da inércia pelo quadrado da relação de transmissão (Stute e Cols., 1983; Leonhard, 1985).

Como dito antes, o torque que o motor fornece deve superar o torque dinâmico e o torque em regime permanente:

$$T_m \geq T_p + T_{din} \quad (2.5)$$

O torque é proporcional à corrente de armadura, segundo a relação:

$$T_m(t) = K_t \cdot i(t) \quad (2.6)$$

onde: $T_m(t)$ = torque fornecido pelo motor [Nm]

$i(t)$ = corrente de armadura [A]

K_t = constante de torque do motor [Nm/A]

Temos ainda que:

$$U - E = R i(t) + L \frac{di(t)}{dt} \quad (2.7)$$

$$E = K_e \cdot \omega_m(t) \quad (2.7a)$$

onde: U = tensão aplicada à armadura [V]

E = Tensão contra-eletro-motriz devido ao deslocamento das bobinas do rotor dentro do campo [V]

K_e = constante de tensão do motor [Vs/rad]

R = resistência da armadura [Ω]

L = indutância da armadura [H]

Deste equacionamento surge o diagrama da figura 2.15, que representa a velocidade do servomotor após a aplicação de uma tensão U_{ref} sobre a armadura. Como dito anteriormente, após acelerada a inércia J_t , o servomotor deve vencer apenas as forças de atrito e de usinagem presentes no sistema. O torque em regime permanente é visto pelo servomotor como um torque de perturbação, o qual é função da velocidade V de avanço da mesa e das variáveis de entrada F_{lu} e F_{ru} . Para maior simplicidade, geralmente consideram-se T_{mf} e F_{pc} constantes. Este torque de perturbação é uma função que varia com o tempo, haja visto que as forças de atrito são função da velocidade V de avanço da mesa e estão presentes desde o início do movimento, ao passo que as forças de usinagem geralmente surgem depois de um certo avanço da mesa em relação à ferramenta.

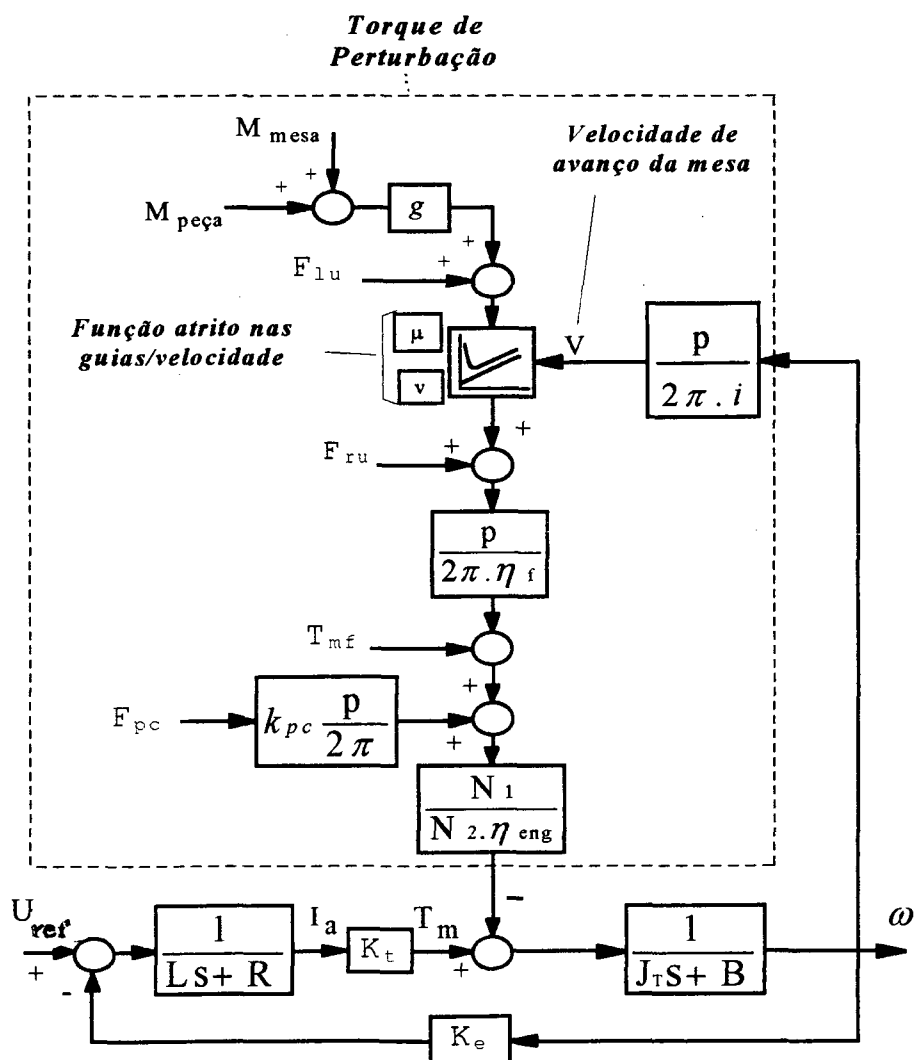


Figura 2.15 - Diagrama de blocos do servomotor CC não controlado acoplado ao sistema da figura 2.14.

No caso das modernas máquinas CNC para usinagem de madeira, o Torque de Perturbação é baixo em relação aos ganhos da malha de velocidade. Isto significa que os erros relacionados à dinâmica do sistema são preponderantemente inerciais (erros de contorno). Desconsiderando-se o Torque de Perturbação e o fator de amortecimento do motor (B), a Função de Transferência do diagrama acima é a seguinte:

$$\frac{W(j\omega)}{U_{ref}(j\omega)} = \frac{1/K_e}{(T_{mec} \cdot T_{el})(j\omega)^2 + T_{mec}(j\omega) + 1} \quad (2.8)$$

onde: $T_{mec} = \frac{J_T \cdot R}{K_t \cdot K_e} \quad (2.9) \quad e \quad T_{el} = \frac{L}{R} \quad (2.10)$

As equações (2.9) e (2.10) representam respectivamente as constantes de tempo mecânica e elétrica do sistema. Destas equações são obtidos os seguintes parâmetros da malha de velocidade não-controlada:

$$\omega_v^* = \sqrt{\frac{1}{T_{mec} \cdot T_{el}}} \quad (2.11) \quad e \quad D_v^* = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_{mec}}{T_{el}}} \quad (2.12)$$

Pelas equações (2.9), (2.11) e (2.12) observa-se que uma inércia elevada proporciona comportamento super-amortecido e frequência nominal baixa.

2.4.1.1 - Regime Permanente:

Ultrapassado o regime transitório, o servomotor deve movimentar apenas a carga estática, ou seja:

$$T_{din} = 0 \quad e \quad T_m = T_{rp}$$

Aplicando (2.6) em (2.7), teremos:

$$U - K_e \omega_m = R \frac{T_{rp}}{K_t} + 0 \quad (2.13)$$

Define-se a máxima velocidade angular do motor (ω_{max}), como a velocidade que o motor atinge em vazio (sem carga acoplada). Por meio de ω_{max} e da equação 2.13, são definidos os seguintes parâmetros:

- Máxima tensão de armadura:

$$U_{max} = K_e \cdot \omega_{max} \quad (2.14)$$

- Máximo torque:

Torque obtido com o rotor bloqueado e a máxima tensão de armadura (Torque de rotor bloqueado ou de curto circuito):

$$T_{RB} = i_{\max} \cdot K_t = \frac{K_t \cdot U_{\max}}{R} \quad (2.15)$$

Dividindo (2.13) por U_{\max} , e aplicando (2.14) e (2.15), é obtida a seguinte relação:

$$\frac{U}{U_{\max}} = \frac{\omega_m}{\omega_{\max}} + \frac{T_{rp}}{T_{RB}} \quad (2.16)$$

A equação acima descreve analiticamente e em forma normalizada as curvas características estacionárias de um acionamento utilizando servomotor CC. O resultado é um campo de curvas características que consiste em retas paralelas, funções da tensão sobre a armadura, como mostrado na figura 2.16.

Sobre o campo de curvas características foram sobrepostas as curvas S_1 , S_2 , S_3 e Limite de Comutação. A primeira representa o torque nominal, ou seja, o limite de operação do servomotor para operação contínua durante períodos longos. Abaixo desta linha todos os pontos de operação das curvas Torque x Velocidade são permitidos, com exceção da parada contínua. Neste último caso, se houver necessidade de manter o servomotor parado na mesma posição angular por períodos maiores do que 5 minutos, adota-se o valor de 50% do torque nominal como valor admissível (Stute e Cols., 1983).

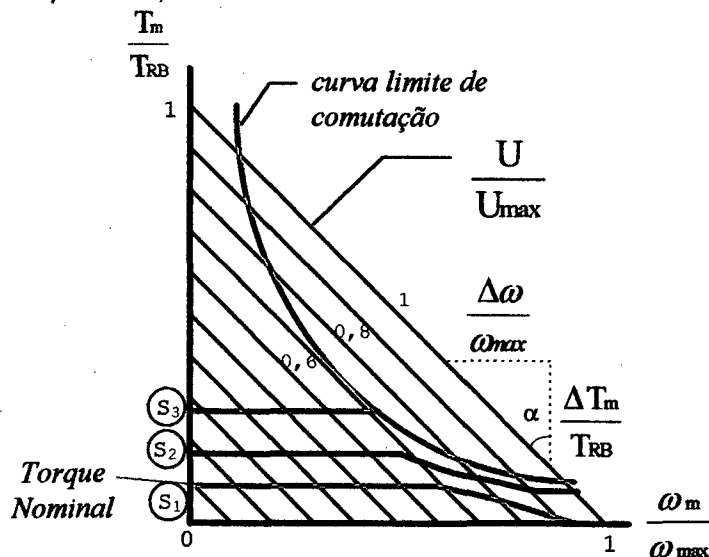


Figura 2.16 - Curvas características do servomotor CC.

A curva S_2 delimita o campo para uso do servomotor em regime intermitente, ou seja, para o fornecimento de torques maiores que o nominal durante breves períodos de tempo ou então durante períodos maiores com ventilação forçada.

Já o campo para o regime dinâmico apresenta a curva limite S_3 , a qual representa a corrente e torque máximos que o servoamplificador admite.

A última curva sobreposta ao gráfico se trata da Curva Limite de Comutação do servomotor CC. Esta curva se trata de um limite acima do qual o faiscamento durante a comutação diminui consideravelmente a vida útil das escovas. Esta curva não está presente em servomotores brushless ou CA de indução.

A Rigidez de Velocidade, também chamada Constante de Regulagem de Velocidade, pode ser obtida diretamente do gráfico acima:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{\Delta \omega}{\omega_{\max}}}{\frac{\Delta T_m}{T_{RB}}} = 1 \Rightarrow \frac{\Delta T_m}{\Delta \omega} = \frac{T_{RB}}{\omega_{\max}} \quad (2.17)$$

Aplicando (2.14) em (2.15), é obtido:

$$T_{RB} = \frac{K_e K_t}{R} \omega_{\max} \quad (2.18)$$

Aplicando (2.18) em (2.17):

$$\frac{\Delta T_m}{\Delta \omega} = \frac{K_e K_t}{R} \quad (2.19)$$

Segundo Stute e Cols.(1983), esta rigidez de velocidade deve ser o mais elevada possível, a fim de que o servomotor tenha um comportamento favorável em alterações de carga, ou seja, diferentes velocidades podem ser atingidas com torques de carga variados.

2.4.1.2 - Malha de Velocidade com Controlador:

Para uma melhor resposta dinâmica da malha de velocidade, o conversor apresenta, dentro do circuito de chaveamento dos transistores, ganhos Proporcional-Integrativo (PI) que podem ser ajustados. De um modo simplificado, um Ganho Proporcional elevado é responsável por uma malha robusta a perturbações, ao passo que um Ganho Integrativo elevado ocasiona tendência à instabilidade, com menor tempo de aceleração e menor erro de regime. Pelo ajuste correto do PI, a malha de velocidade controlada passa a ter o comportamento de um elemento de primeira ou segunda ordem, com boa rigidez de velocidade, boa resposta a distúrbios e uma alta frequência natural (Stute e Cols., 1983).

Na figura 2.17 é mostrado o circuito da figura 2.15 com um controlador PI (os blocos relativos ao Torque de Perturbação foram omitidos). Observa-se que um valor de referência de tensão proveniente de um CNC (U_{CNC}), é comparado com o valor de tensão proveniente de um tacogerador (U_{taco}), o qual, geralmente acoplado ao motor, mede a velocidade real do posicionador. A diferença de tensões ΔU é a variável de entrada do controlador, ao passo que a variável de saída é a tensão de armadura do servomotor.

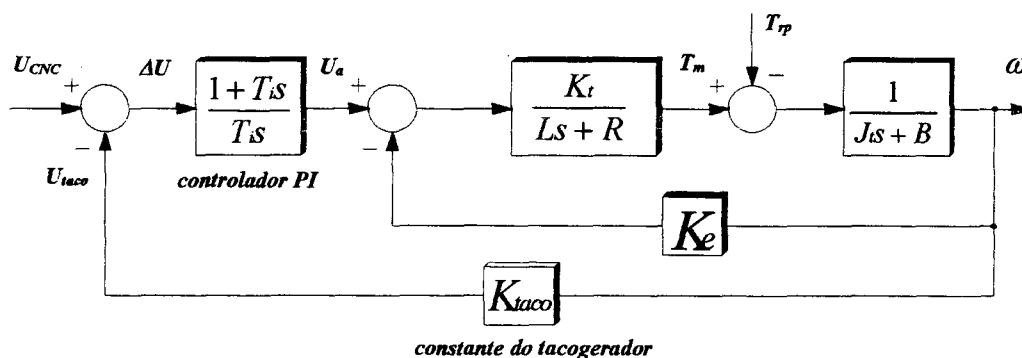


Figura 2.17 - Malha de Velocidade com Controlador PI.

Mesmo com a colocação do controlador, as Constantes de Tempo Mecânica e Elétrica continuam sendo de importância fundamental no comportamento global da malha de velocidade. Como os valores de L , R , K_t e K_e são teoricamente constantes para um mesmo servomotor, a única variável que pode ser modificada para fins de otimização, além dos ganhos PI, é a inércia refletida (ver seção 2.5.3-Considerações Sobre a Redução).

2.4.2 - Critérios para a Escolha do Tipo de Servomotor em Posicionadores de Máquinas CNC's para Madeira:

Nas seções anteriores foram apresentados os três tipos de servomotores mais utilizados em posicionadores de fresadoras CNC's para madeira. Cada tipo apresenta vantagens e desvantagens próprias. Os critérios mais importantes para que o projetista avalie corretamente qual tipo de servomotor é o mais indicado para o seu posicionador são a inércia da carga, o ciclo de trabalho, a velocidade de resposta e o ambiente de operação (Dey,1988; Fagundes,1994; R&M/Electro-Craft,1989; Strenio,1987; Stute e Cols.,1983). Tais pontos são detalhados a seguir:

a) Inércia da Carga:

Como visto na seção 2.4.1, o cálculo da inércia refletida sobre o servomotor é feito referenciando-se todos os componentes movimentados em relação ao eixo do motor. Sabendo-se que as forças decorrentes do processo de usinagem são muito baixas e que a maioria das fresadoras CNC's para madeira utilizam guias de rolamento, com coeficientes de atrito muito baixos, a maior parcela do torque desenvolvido pelo servomotor é dispendida para aceleração da inércia do sistema e não para vencer o torque de perturbação (figura 2.15).

Stute e Cols. (1983) estabelece o seguinte critério para os servomotores CC convencionais controlados pela armadura, da empresa Siemens:

$$J_{\text{refletida}} \leq 0,3.J_m$$

Este critério garante que o fator preponderante no tempo de resposta do sistema seja a inércia própria do servomotor e não a refletida. Isto confere ao sistema o que é chamado de rigidez dinâmica, ou seja, parâmetros como frequência nominal e amortecimento não sofrem grandes alterações com as variações de carga. Portanto este critério é frequentemente estendido para os servomotores CC de outros fabricantes. Já para os servomotores CC brushless, Younkin (1990) e Younkin e Cols. (1991), recomendam a seguinte relação de inércias:

$$J_{\text{refletida}} \leq (0,25 - a - 1).J_m$$

Este valor é tanto mais conservativo quanto maior for a variação da carga inercial sobre o servomotor.

b) Ciclo de trabalho:

O ciclo de trabalho é representado pelas curvas torque-tempo e velocidade-tempo da carga. Neste ciclo devem ser considerados (Blauth, 1988):

- T_{\max} : torque máximo requerido pela carga; importante para obtenção da corrente máxima do conversor.
- T_{rms} : $\sqrt{\frac{1}{2} \int_0^t T^2(t) dt} \Rightarrow$ onde $T(t)$ é a função que representa a variação de torque no ciclo. O T_{rms} é importante para a definição da corrente eficaz do conversor e das perdas do motor (I^2R). Para que não haja necessidade de ventilação e cuidados especiais com o equipamento, T_{rms} deve ser menor que o torque nominal do servomotor.
- V_{ar} : velocidade de avanço rápido do eixo da máquina, importante para definição do fator de redução.

Apesar da importância do conhecimento do regime de operação, a determinação exata das curvas de torque e velocidade na maioria dos casos não é possível.

c) Rapidez de Resposta:

A velocidade de resposta está associada à dinâmica do sistema. A seção 2.5 é dedicada ao estudo das características necessárias no sistema e dos parâmetros mais importantes para a obtenção de uma resposta otimizada.

d) Ambiente de trabalho:

Precauções devem ser tomadas com respeito à temperatura ambiente, perigo de explosões, presença de vibrações, ruído e impurezas (Slocum, 1992).

Com estas informações é possível analisar a tabela simplificada, baseada nos dados de Strenio (1987) e de alguns fabricantes de servomotores, apresentada a seguir:

Comparação entre os servomotores típicos									
Servomotor e conversor	Inércia do rotor	Largura de banda	Aceleração	Veloc. máxima	Torque contín. máximo	Potência máxima	Vantagens	Limitações	Faixa de aplicação
CC de ímãs permanentes transistorizado	Média	Alta 100 Hz	Alta	Média 2000 rpm	55 Nm	15 Hp	• Variedade	<ul style="list-style-type: none"> • Desgaste das escovas • Potência máx. 15 Hp • Inércia maior que no brushless • Presença da Curva limite de comutação • Torque de pico menor do que 2x torque nominal nas potências maiores 	<ul style="list-style-type: none"> • Uso abaixo de 15 Hp • Para médias inércias refletidas.
CC brushless - transistor.	Baixa	Muito alta 200 Hz	Alta	Muito Alta 8000 rpm	55 Nm	30 Hp	<ul style="list-style-type: none"> • Sem escovas • Excelente dinâmica 	<ul style="list-style-type: none"> • Potência máx. 30 Hp. • Torque de pico 2x maior do que torque nominal em potências maiores • Não recomendado em sistemas de alta inércia refletida 	<ul style="list-style-type: none"> • Para severos regimes de trabalho • Para sistemas de alta dinâmica • Qdo necessita-se altos torques a altas velocidades
CA de indução - contr. vetorial.	Média	Alta 100 Hz	Média	Alta 3000 rpm	140 Nm	30 Hp	<ul style="list-style-type: none"> • Sem escovas • Dinâmica boa • Elevado Torque nas altas velocidades. 	<ul style="list-style-type: none"> • Potência máx. 30 Hp. • Torque de pico 2x maior do que torque nominal 	<ul style="list-style-type: none"> • Para potências de 15 a 30 Hp • Para severos regimes de trabalho • Para médias inércias refletidas • Qdo necessita-se altos torques a altas velocidades

Tabela 2.1 - Comparação entre os servomotores típicos.

2.5 - Requisitos Dinâmicos de um Posicionador de Máquina CNC:

O projeto de uma máquina-ferramenta envolve várias áreas da engenharia. Porém, é de fundamental importância ao projetista o conhecimento dos parâmetros principais em uma malha de posicionamento de um eixo. Isto lhe confere a possibilidade de obter respostas (aproximadas) do sistema ainda durante o projeto por meio do uso de ferramentas de simulação. Tal processo resulta em menores surpresas no comportamento real do sistema, como erros de contorno não previstos, instabilidade e comportamento insatisfatório em perturbações.

De um modo simplificado, a malha representativa de um eixo de máquina-ferramenta pode ser vista na figura 2.18. São mostrados os casos de realimentação de posição direta (linha cheia) e indireta (linha tracejada) (Stute e Cols., 1983).

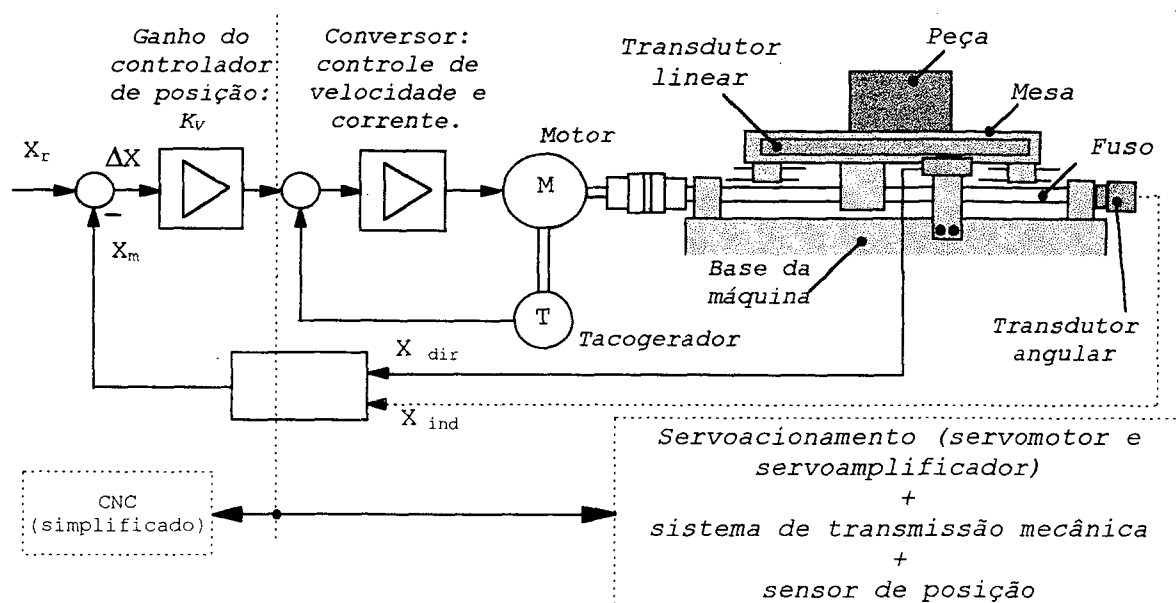


Figura 2.18 - Posicionador de máquina-ferramenta controlada por CNC.

O erro de seguimento ΔX visto na figura acima representa a diferença entre o valor de referência e o valor real (medido) de posição durante a execução da trajetória, ou seja:

$$\Delta X = X_r - X_m \quad (2.20)$$

De modo simplificado, pode-se dizer que o erro de seguimento representa o quanto a posição real instantânea da

peça (ou ferramenta) está atrasada em relação ao valor de referência calculado pelo CNC.

A função do CNC nesta malha pode ser vista com mais detalhes na seção 2.7, porém, de modo simplificado, pode-se dizer que o seu comportamento é semelhante a um elemento de ganho proporcional K_v . Este é chamado Ganho do Controlador de Posição.

Para iniciar a análise do comportamento da malha de posição é preciso entender primeiramente a influência de alguns parâmetros sobre o sistema. O diagrama colocado na figura 2.15 - Seção 2.4.1, representa a malha de um servomotor não controlado acoplado a uma carga. Na figura 2.18 esta malha engloba o sistema de transmissão mecânica e o motor (sem conversor e tacogerador e sensor de posição).

Como dito na seção 2.4.1.2, pelo ajuste dos ganhos do controlador PI do conversor, é possível obter uma malha de velocidade com o comportamento de um sistema de 1ª ou 2ª ordem. Neste último caso, é obtida a malha da figura 2.19. Nesta figura ω_v e D_v são respectivamente a frequência natural e o coeficiente de amortecimento da malha de velocidade controlada (Stute e cols., 1983).

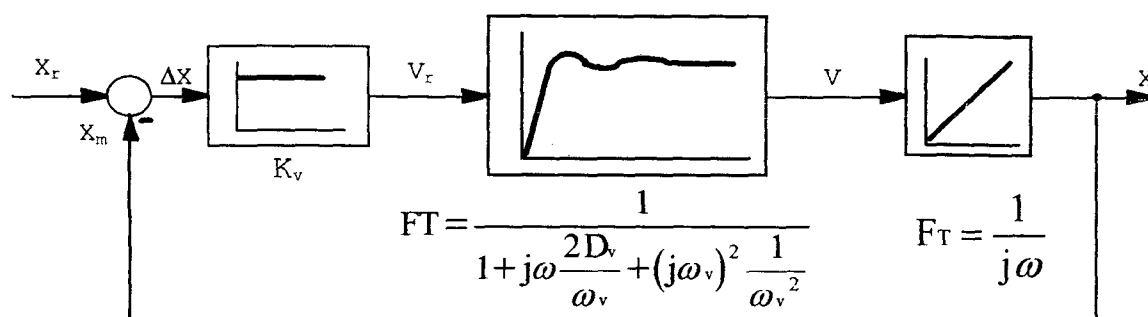
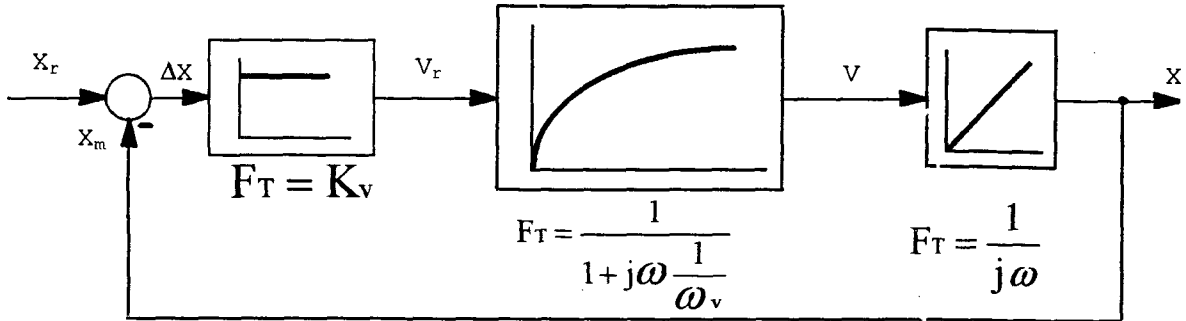


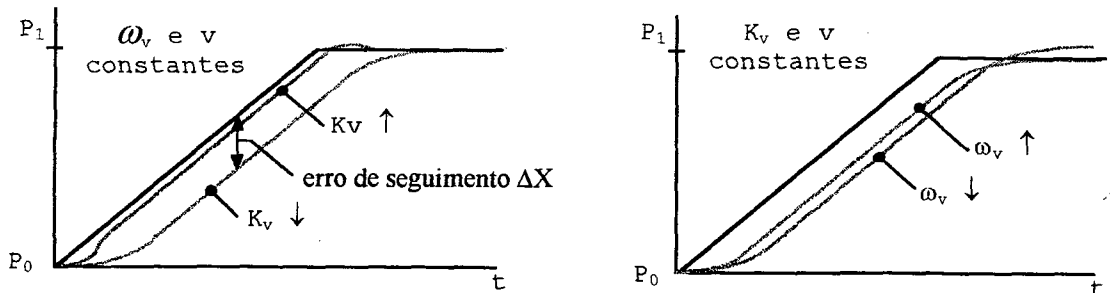
Figura 2.19 - Malha de posição e malha interna de velocidade de segunda ordem.

Os parâmetros ω_v , D_v e K_v são muito importantes no comportamento global da malha de posição. Na figura 2.20 são apresentadas as respostas obtidas através da simulação em computador de uma malha de posição tomando a malha de velocidade como um elemento de primeira ordem (Stute e cols., 1983). Neste caso a malha de posição se trata de um elemento de segunda ordem com os seguintes parâmetros:

$$\omega_p = \sqrt{K_v \cdot \omega_v} \quad (2.21) \quad \text{e} \quad D_p = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\omega_v}{K_v}} \quad (2.22)$$



(a)



(b)

Figura 2.20 (a) - Malha de posição com malha interna de velocidade de 1ª ordem

(b) - Gráficos de posicionamento com variação de ω_v e K_v .

Por meio dos gráficos e equações acima pode-se observar que ganhos da malha de posição K_v elevados provocam sobrepassagem, enquanto que valores baixos provocam grande erro de seguimento e baixa dinâmica da malha de posição.

Valores elevados da frequência natural ω_v ocasionam maior amortecimento e maior dinâmica de posicionamento. Isto significa que os processos de posicionamento podem ser realizados sem sobrepassagem a altas velocidades. Porém, o segundo gráfico mostra que, para um determinado ganho K_v , valores de ω_v acima de uma determinada faixa não ocasionarão grande aumento na dinâmica do posicionador. Portanto, há uma faixa dentro da qual o ganho K_v pode ser variado. Esta faixa está relacionada com a frequência natural ω_v pela fórmula de D_p

(assumindo sistema amortecido). Stute e cols. (1983) analisou com profundidade a faixa possível de K_v considerando os critérios de tempo de resposta, sobrepassagem, usinagem de roscas, erros de contorno e resposta a perturbações e obteve a seguinte relação:

$$0,2 \leq \frac{K_v}{\omega_v} \leq 0,3 \quad (2.23)$$

Cabe ainda colocar a influência do amortecimento D_v sobre a malha de posição. Stute e cols. (1983) coloca que o valor de D_v deve estar em torno de 0,5 para que não haja sobrepassagem na malha de posição. Portanto, o projetista deve trabalhar com os ganhos do controlador PI e a inércia do sistema para obter o valor correto de D_v . Na prática o valor de D_v é avaliado por meio da sobrepassagem na resposta do sistema: um overshoot em torno de 16% significa $D_v \approx 0,5$ (Krüger, 1993; Martin [38]).

Para sistemas com função de transferência de grau maior do que dois são usados parâmetros diferentes, como a frequência de corte, a frequência de ressonância ou a frequência para um atraso de fase de 90° . Nestes casos ainda são válidas as colocações acima no sentido de que um projeto adequado de posicionador deve proporcionar uma elevada dinâmica e amortecimento suficiente (Stute e cols., 1983).

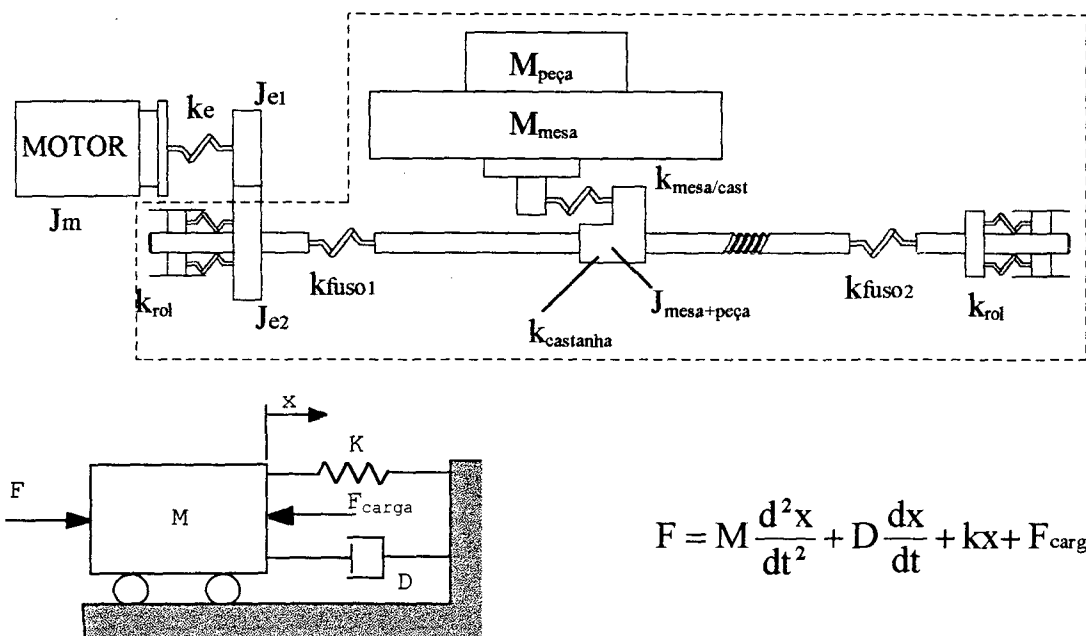
Os CNC's colocados no mercado atualmente permitem a alteração do ganho K_v , sendo que este ganho necessariamente deve ser o mesmo para todos os eixos da máquina-ferramenta. Se estes ganhos não forem iguais, os movimentos de interpolação linear serão executados com um 'off-set' entre os valores real e comandado, enquanto que para interpolação circular ou parabólica o resultado na peça será uma geometria distorcida (Stute e cols., 1983). Devido a este requisito e à relação entre K_v e ω_v conclui-se que o projetista deve buscar frequências nominais próximas entre os eixos que serão interpolados numa máquina-ferramenta. Isto envolve a adoção de soluções de compromisso quando há muita diferença de parâmetros como inércia e atrito nos diferentes eixos.

2.5.1 - Sistema de Transmissão Mecânica:

Frequentemente o sistema de transmissão mecânica não recebe a atenção suficiente durante o projeto e, especialmente, durante a fabricação. Os desvios do contorno real em relação ao programado numa máquina CNC muitas vezes se devem ao sistema mecânico, cujos componentes possuem massa, elasticidade e comportamento não-linear.

A resposta global do acionamento mecânico pode ser obtida por simulação através do acoplamento de vários subsistemas massa-mola-amortecedor, sendo que o número de subsistemas adotado representa o número de frequências de ressonância obtido. A figura 2.21 apresenta um eixo de máquina-ferramenta acionado por fuso com a rigidez dos vários elementos mecânicos. Na mesma figura é colocado o modelo do conhecido sistema massa-mola-amortecedor, cuja frequência angular é (Merrit, 1967; Stute e cols., 1983; DeBra, 1992):

$$\omega_{mec} = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad [\text{rad/s}] \quad (2.24)$$



$$F = M \frac{d^2x}{dt^2} + D \frac{dx}{dt} + Kx + F_{carga}$$

onde: F = Força aplicada sobre o corpo [N]
 x = deslocamento linear [m]
 M = Massa do corpo [kg]
 D = Coeficiente de amortecimento viscoso [Ns/m]
 k = rigidez do corpo [N/m]
 F_{carga} = Força imposta externamente [N]

Figura 2.21 - Rigidez dos componentes do acionamento por fuso de esferas.

Apesar do grande número de componentes e subsistemas, a resposta dinâmica global do sistema mecânico é influenciada preponderantemente pela primeira frequência de ressonância. No acionamento por fuso, esta frequência se deve geralmente ao subsistema fuso/mesa/peça (marcado na figura 2.21).

Portanto a equação (2.24) se torna:

$$\omega_{\text{mec}} = \sqrt{\frac{K_F}{M_{\text{mesa}} + M_{\text{peça}}}} \quad (2.25)$$

onde: K_F = Rigidez global do subsistema fuso/mesa/peça [N/μm]

$M_{\text{mesa}} + M_{\text{peça}}$ = Massas da mesa e peça [kg]

A rigidez global K_F é obtida pela fórmula abaixo (Stute e cols., 1983):

$$\frac{1}{K_F} = \frac{1}{a \cdot k_{\text{rol}}} + \frac{1}{b \cdot k_{\text{fuso}}} + \frac{1}{k_{\text{castanha}}} + \frac{1}{k_{\text{mes a/ cast}}} \quad (2.26)$$

Por esta equação, o valor de K_F é menor que a menor rigidez entre os componentes do subsistema fuso/mesa/peça. Os valores de a e b dependem do tipo de mancalização do fuso, conforme a figura 2.22. Nesta figura os mancais são considerados compostos por dois rolamentos, sendo K_{rol} a rigidez de um único rolamento. Por este motivo há diferença entre os valores de a no caso 1 (somente os rolamentos internos contribuem para a rigidez) e caso 2 (ambos os rolamentos de cada mancal contribuem para a rigidez). Cabe lembrar que fusos com mancais constritos podem apresentar menor vida útil devido aos efeitos de dilatações e contrações térmicas.

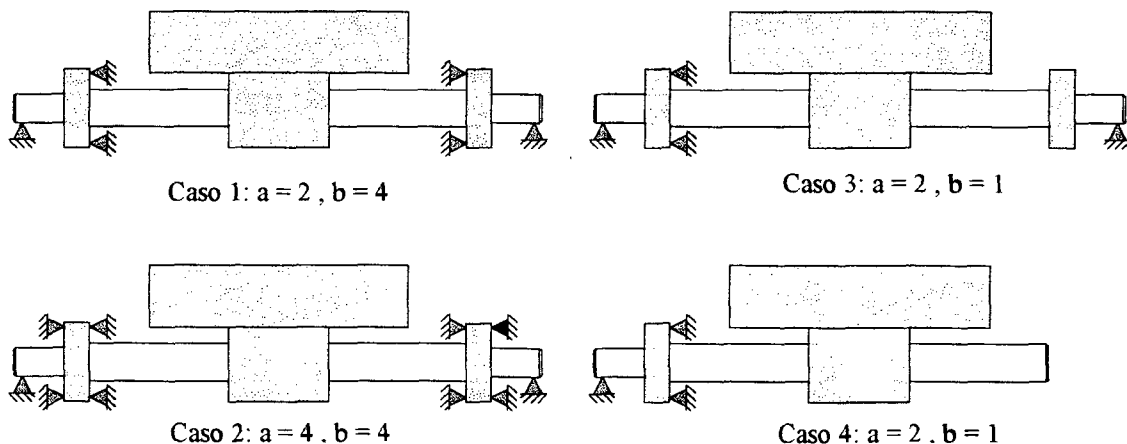


Figura 2.22 - Diferentes mancalizações de fusos de esferas.

O mesmo autor não apresenta o caso de acionamento pela castanha, porém, tal configuração apresenta elevada rigidez, aproximando-se do caso 2 (NSK, 1995).

A rigidez axial k_{fuso} é dada pela fórmula:

$$k_{\text{fuso}} = 0,165 \frac{(d_{\text{médio}})^2}{l_m} \quad [\text{N}/\mu\text{m}] \quad (2.27)$$

onde: $d_{\text{médio}}$ = Valor médio entre os diâmetros externo

e interno da rosca do fuso

[mm]

l_m = distância entre mancais

[m]

A rigidez torcional passa a ser considerada apenas em fusos muito delgados.

Por meio da fórmula (2.27) observa-se que a rigidez do fuso será baixa quando a distância entre mancais for elevada. Na prática são utilizados fusos para distâncias entre mancais de no máximo 4m. Acima deste valor são preferidos os acionamentos por pinhão/cremalheira ou sem-fim/cremalheira, nos quais a rigidez é independente do curso. Os problemas destes acionamentos estão nas não-linearidades (folga e elasticidade), necessidade de ajuste periódico da folga, lubrificação e ruído gerado (Stute e cols., 1983).

A rigidez do sistema redutor/pinhão/cremalheira é dependente da rigidez individual dos diversos componentes, quais sejam:

- rigidez torcional dos eixos do pinhão e engrenagens
- rigidez à flexão dos eixos do pinhão e engrenagens
- rigidez radial dos mancais do eixo do pinhão
- rigidez à flexão dos dentes das engrenagens, pinhão e cremalheira.

Além dos acionamentos descritos acima, alguns fabricantes já lançaram no mercado máquinas acionadas por servomotores lineares elétricos. Porém, os sistemas rotativos ainda são os mais utilizados na grande maioria das aplicações. Suas maiores vantagens estão no menor espaço de instalação, facilidade de proteção e peso (Slocum, 1992). Além disso, o sistema para transformação do movimento rotativo em translativo possui um fator de redução, o qual influi positivamente na

inércia refletida sobre o servomotor. Já a grande vantagem dos servomotores translativos está no seu acoplamento direto à carga, o que dá uma rigidez global maior.

Qualquer que seja o tipo de acionamento mecânico utilizado, este deve atender a alguns pré-requisitos necessários ao bom funcionamento do posicionador. Na figura 2.18 observa-se que o sistema mecânico (fuso, mesa e peça) está englobado pela malha de velocidade e esta, pela malha de posição.

Segundo Stute (1975), Bühler (1971) e Opitz (1969), as frequências nominais dentro da malha de posição devem apresentar o seguinte relacionamento:

<i>Frequência nominal da malha de posição</i>	$\omega_p = 40 \text{ a } 120 \text{ rad/s}$
<i>Freq. nominal da malha de velocidade</i>	$\omega_v = (2-3) \cdot \omega_p$
<i>Freq. nominal mecânica (1º modo)</i>	$\omega_m = (2-3) \cdot \omega_v$
<i>Outras freq. Mecânicas (iº modo)</i>	$\omega_{mi} = (2-3) \cdot \omega_m$

Portanto a frequência natural mecânica deve ser mais alta do que a frequência nominal da malha de velocidade ω_v . Vale dizer que o uso de um servomotor e servoamplificador de alta dinâmica não garantirá de modo algum uma boa resposta do sistema como um todo quando a parte mecânica possuir muita massa ou pouca rigidez. Portanto, o primeiro passo para a obtenção de um eixo de máquina-ferramenta de boas características dinâmicas se trata do projeto do sistema mecânico buscando sempre a maior rigidez e a menor inércia possíveis.

2.5.2 - Não-Linearidades:

2.5.2.1 - Erros de Reversão:

Os erros de reversão se dão devido aos seguintes fatores:

- Folga entre dentes das engrenagens do redutor, castanha e fuso (ou pinhão e cremalheira).
- Folga axial nos mancais do fuso.
- Elasticidade do fuso, dentes de engrenagens, polias e acoplamentos.

Os erros de reversão no sistema afetam a sua estabilidade, fazendo com que o ganho seja mantido baixo para evitar sobrepassagens.

Os erros de reversão são prevenidos através de:

- pré-carga das engrenagens, castanhas e rolamentos do fuso;
- pré-carga nos sistemas de transmissão por sem-fim e pinhão-cremalheira;
- aspectos de projeto visando máxima rigidez nos elementos e acoplamentos.

A pré-carga porém tem efeitos negativos sobre o coeficiente de atrito estático (independente da velocidade), causa diminuição da vida útil dos elementos e o surgimento de uma inércia aparente no sistema.

2.5.2.2 - Atrito:

O atrito nos mancais, engrenagens, guias e fuso (ou pinhão e cremalheira) apresenta geralmente duas componentes, uma dependente e outra independente da velocidade.

A parcela de atrito dependente da velocidade causa os seguintes efeitos globais na malha:

- aumento do amortecimento, caso o atrito aumente com a velocidade;
- diminuição do amortecimento, caso o atrito diminua com a velocidade.

No caso de guias de contato metal-metal, o elevado gradiente negativo de fricção em baixa velocidade causa o fenômeno conhecido como 'stick-slip', cujo efeito na máquina é um movimento com trepidação.

2.5.2.3 - Efeitos dos Erros de Reversão e de Atrito na Malha Global

Os erros de reversão em combinação com a parcela de atrito não dependente da velocidade formam um bloco de histerese no sistema. O erro total de reversão 2ε causa distorções no sinal de saída. Stute e Cols. (1983), apresenta o efeito de um elemento de histerese sobre uma entrada senoidal, conforme esquematizado na figura 2.23.

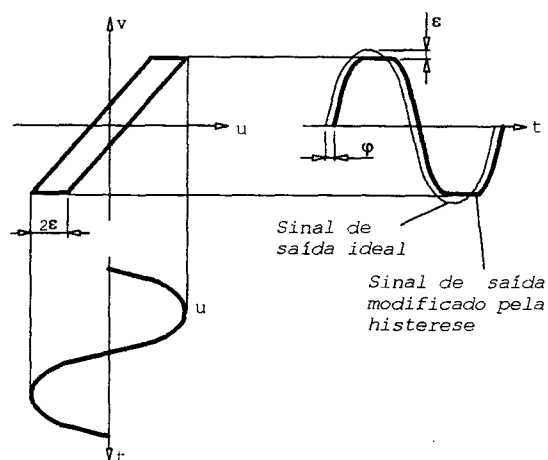


Figura 2.23 - Efeito da Histerese sobre um sinal de entrada senoidal.

Nesta figura ve-se que:

- o sinal de saída está distorcido (quanto maior a amplitude do sinal de entrada, menor a distorção);
- a amplitude de saída é diminuída pelo erro de reversão;
- a saída apresenta uma defasagem ϕ em relação à entrada.

Os efeitos na malha global são, em primeiro lugar, a diminuição da margem de fase do sistema o que ocasiona maior tendência à instabilidade, principalmente nas baixas amplitudes de entrada e em sistemas de ganho elevado. Além disso, devido às distorções, ocorrerão desvios entre o contorno comandado e o executado pela máquina-ferramenta.

2.5.3 - Considerações sobre a Redução:

Por meio das equações (2.2), (2.3) e (2.4) da Seção 2.4.1, ve-se que quanto maior a relação de transmissão, menor a solicitação sobre o servomotor, tanto no transiente como no regime permanente. Porém, a adoção ou não de um redutor deve levar em conta vários fatores como: faixa de velocidades de avanço, forças de usinagem, controlabilidade do sistema e precisão. Devido aos requisitos de rigidez, sempre que o tipo de aplicação a que será sujeita a máquina permitir, evita-se a adoção de um redutor.

Em máquinas com elevados requisitos de precisão, é necessário que os eixos interpolados tenham boa resolução e boa resposta dinâmica para a execução de contornos. Isto é obtido pela adoção de reduções elevadas e consequente diminuição da inércia refletida sobre o servomotor. Por outro lado, cargas inerciais elevadas necessitam de ganhos de malha maiores, o que dá boa rigidez a perturbações. Portanto, se a máquina em estudo não apresenta elevados requisitos de precisão, o projetista deve buscar uma inércia que proporcione uma frequência nominal compatível, mas que também garanta uma predominância da carga inercial sobre o torque de perturbação (Younkin, 1990).

Stute e cols. (1983), bem como Lichtblau (1989), abordam o problema dos erros de contorno na execução de trajetórias de posicionamento e colocam algumas soluções para este problema. O projetista deve estar ciente que máquinas de grande porte necessitam operar necessariamente com períodos maiores de aceleração e/ou com paradas entre a execução de duas trajetórias. Isto se traduz em tempos de operação maiores.

A literatura apresenta várias abordagens sobre a escolha do fator de redução ótimo. Todas elas são iterativas, ou seja, obtém-se uma redução ótima inicial, adota-se o redutor com fator de redução mais próximo ao calculado e este é incorporado na inércia total do sistema. Com este novo valor de inércia calcula-se nova redução ótima. O mesmo processo se dá quando o fator de redução obriga à troca do servomotor com o objetivo de adequar a faixa de velocidades do sistema aos valores requisitados.

Com a escolha de um fator de redução ótimo é possível obter um valor mínimo de inércia refletida sobre o servomotor e, com isto, obter respostas mais rápidas, bem como um regime de trabalho favorável que não cause sobreaquecimento e desgaste de componentes. No tocante ao amortecimento, na maior parte das aplicações a inércia própria do sistema garante uma resposta amortecida. Caso a redução diminua demais o amortecimento, este pode ser incrementado artificialmente por meio do aumento no atrito do sistema. Podem ser utilizadas guias de escorregamento ou pré-cargas maiores nas guias e fuso (pinhão-cremalheira/Sem-fim-cremalheira).

Szalay (1976) apresenta um critério de conservação de energia para a escolha do fator ótimo de redução, simplificado por Stute e Cols. (1983). O ponto ótimo é obtido quando a inércia na entrada do redutor é igual à inércia de saída, ou seja:

$$N_{ot} = \sqrt{\frac{J_{e2} + J_f + J_{mas}}{J_m + J_{e1}}} \quad (2.28)$$

onde: J_{e2} = Momento de inércia da polia ou engrenagem de saída do redutor

[kg.m²]

J_{e1} = Momento de inércia da polia ou engrenagem de entrada do redutor

[kg.m²]

J_f = Momento de inércia do fuso de esferas

[kg.m²]

J_{mas} = Momento de inércia da massa transladada

refletida sobre o eixo de saída do redutor

[kg.m²]

Shneydor (1989), baseado nos trabalhos de Harris e de Coeuillet, apresenta o fator de redução ótimo pelo critério de torque mínimo de transiente:

$$N_{ot} = \sqrt{\frac{T_{din} + J_{ext} \Omega_f}{\eta J_m \Omega_f}} \quad (2.29)$$

onde: T_{din} = Torque solicitado no transiente

[N.m]

J_{ext} = Momento de inércia do sistema mecânico referido ao eixo do motor

[kg.m²]

J_m = Momento de inércia do motor

[kg.m²]

Ω_f = Aceleração angular do fuso de esferas

[rad/s]

η = rendimento do engrenamento

O mesmo Shneydor apresenta o critério de escolha do fator de redução baseado na carga térmica sobre o servomotor. O critério anterior, de Torque de Transiente Mínimo, tem por objetivo proporcionar uma Corrente de Pico o menor possível, enquanto o critério térmico busca um valor de Corrente RMS mínimo solicitado ao conversor. Kim e Park (1990), fazem uma abordagem semelhante, porém voltada para a implementação de uma rotina para dimensionamento correto do redutor. Em ambas as abordagens, se faz necessário o conhecimento do ciclo de trabalho (Velocidade de Avanço, Forças de Usinagem e de Atrito) a que é submetido o eixo de posicionamento. Ou seja, após a escolha inicial de um fuso e servomotor, bem como o referenciamento de todas as inércias, se faz a conversão do ciclo de trabalho translativo em rotativo (sobre o servomotor).

A escolha de um ou outro critério vai depender do projetista e da aplicação. Pode-se dizer que o método mais elegante é o dimensionamento pela carga térmica, porém muitas vezes os catálogos técnicos não apresentam os dados necessários de dissipação ou resistência térmica. Além disso, os métodos baseados no ciclo de trabalho somente são aplicáveis com segurança em situações muito específicas e conhecidas.

Por outro lado, Stute e cols. (1983) coloca que a curva 'Constante de Tempo Mecânica/Fator de Redução' permite ao projetista a escolha de um redutor numa faixa ampla em torno do ponto ótimo, sem grande prejuízo para a dinâmica do sistema. O mesmo autor coloca ainda um critério de Tempo de Aceleração, o qual se aproxima do critério de torque de pico. Por este método, o tempo que o servomotor leva para acionar toda a carga acoplada ao seu eixo deve ser menor ou igual a 100 ms. Portanto, após calculada a inércia refletida, toma-se mão da curva do servomotor, conforme a figura 2.24. A Curva Limite de Comutação é segmentada e o torque proporcionado pelo servomotor em cada segmento é o obtido de tal modo que as áreas dos triângulos acima e abaixo de seu valor sejam iguais.

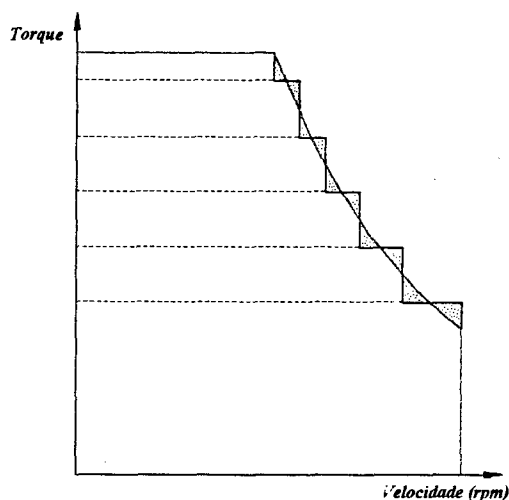


Figura 2.24 - Curva do servomotor com a Curva Limite de Comutação segmentada.

O torque disponível para aceleração da carga é dado pelo torque proporcionado pelo servomotor em cada segmento diminuído do torque de atrito do sistema. Como na grande maioria dos casos a carga é acelerada sem esforços de usinagem, estes não são considerados.

Readaptando a equação (2.3) - Seção 2.4.1 - e substituindo a aceleração pela relação entre velocidade e tempo é obtida a seguinte equação:

$$t_a = \frac{J_T \cdot \Delta n_m}{9,55 \cdot T_{ac}} \quad (2.30)$$

$$T_{ac} = T_{servo} - T_{atrito} \quad (2.31)$$

onde: t_a = Tempo de aceleração

[s]

J_T = Momento de inércia total do sistema

[kg.m²]

Δn_m = Variação de velocidade no segmento

[rpm]

T_{ac} = Torque de aceleração

[Nm]

T_{servo} = Torque proporcionado pelo servomotor

[Nm]

T_{atrito} = Torque de atrito do sistema

[Nm]

Segundo Stute e Cols. (1983), o tempo de 100 ms é um valor que garante a possibilidade da adoção de ganhos de malha elevados e, conseqüentemente, a obtenção de uma boa dinâmica no sistema.

2.6 - Sistemas de Medição de Posicionamento:

Na figura 2.18 - Seção 2.5 - observa-se que o laço de realimentação de posição pode ser implementado por meio de um transdutor de deslocamento linear ou angular.

Os tipos mais comuns de transdutores lineares utilizados em máquinas-ferramenta são:

- LVDT, Transdutor Indutivo e escalas opto-eletrônicas de pequeno curso. A posição é medida por meio do deslocamento do cursor semelhante a um êmbolo;
- escala opto-eletrônica;
- laser interferométrico.

Os transdutores angulares mais comuns são o resolver e transdutor opto-eletrônico, conhecido no Brasil simplesmente por 'encoder'.

Os Transdutores tipo êmbolo móvel são utilizados em eixos de pequeno curso, sendo muito comuns em servosistemas hidráulicos (Merrit, 1967). Já o laser interferométrico, apesar de proporcionar excelente resolução, tem sido utilizado apenas em máquinas de alta precisão que operam em ambientes controlados, devido ao seu custo e grande sensibilidade às variações de umidade e temperatura (Hewlett Packard, 1988).

Os resolvers atualmente se tratam dos transdutores angulares mais robustos e baratos, mas não se comparam aos 'encoders' em resolução e imunidade a ruídos elétricos, principalmente no caso destes últimos serem do tipo diferencial (também conhecidos por simétricos) (Slocum, 1992). Por outro lado, alguns fabricantes fornecem 'encoders' de saída senoidal, os quais não apresentam boa imunidade a ruídos.

Apesar dos transdutores opto-eletrônicos lineares e angulares serem muito sensíveis à poeira e contaminação por líquidos, a grande evolução no projeto elevou sua confiabilidade. Quando a aplicação exige elevada resolução, pode-se evitar o uso de um 'encoder' angular muito sensível a vibrações e choques por meio de uma redução com engrenagens de alta precisão acopladas a um 'encoder' de menor resolução. Como exemplo, um transdutor de 10 bits pode ser acoplado a uma redução de 64:1

para proporcionar 65536 pulsos por volta do eixo de entrada (16 bits de resolução) (Slocum, 1992).

Sob o ponto de vista de malha de controle, os transdutores angulares executam uma medição indireta, devido ao fato de serem acoplados ao fuso ou ao motor. Portanto, a montagem destes transdutores é simples e de menor custo, havendo ainda a vantagem de não violarem o princípio de Abbe (Dalla Valentina, 1985).

Uma consideração a ser feita é se um transdutor angular deve ser montado na entrada ou na saída da transmissão. No caso da montagem junto ao motor, a resolução do transdutor será aumentada pela relação de transmissão, porém, o valor do erro de seguimento ΔX (fórmula 2.20) apresenta uma parcela de erro devido à histerese mecânica do sistema fuso-mesa. Esta parcela de erro é transmitida diretamente à peça em forma de incerteza na geometria obtida. Portanto, a resolução do transdutor angular não representa de modo algum a tolerância obtida na peça final.

No caso da montagem do transdutor junto à saída da transmissão, apesar da maior precisão de medição, a controlabilidade do servo-sistema pode ficar prejudicada devido às folgas na transmissão, às forças de pré-carga nos rolamentos e castanha, aos atritos nas vedações e à própria força de usinagem. A presença de tais forças causa um efeito semelhante ao 'stick-slip' presente em guias de escorregamento, ou seja, há um 'torque de quebra', abaixo do qual, apesar do motor estar girando, o fuso está sofrendo compressão e o carro não está se movimentando. Se o transdutor angular está acoplado ao fuso há grande erro de seguimento até o torque de quebra. No momento em que é atingido este torque de quebra, a energia acumulada é descarregada fazendo avançar o carro abruptamente. Isto ocasiona trepidação e dificuldade para o controle da malha. Este problema pode ser minimizado através de sistemas que eliminem a folga, como molas de pré-carga na redução (Slocum, 1992; Stute e cols., 1983), e pelo correto dimensionamento do sistema visando a máxima rigidez.

Stute e Cols. (1983) coloca que, dependendo da magnitude das forças de usinagem, sistemas de medição indireta apresentam requisitos de rigidez até dez vezes maiores do que sistemas de medição direta.

A figura 2.25 apresenta o diagrama de blocos de uma malha com realimentação indireta de posição. O bloco de histerese está fora do laço de realimentação.

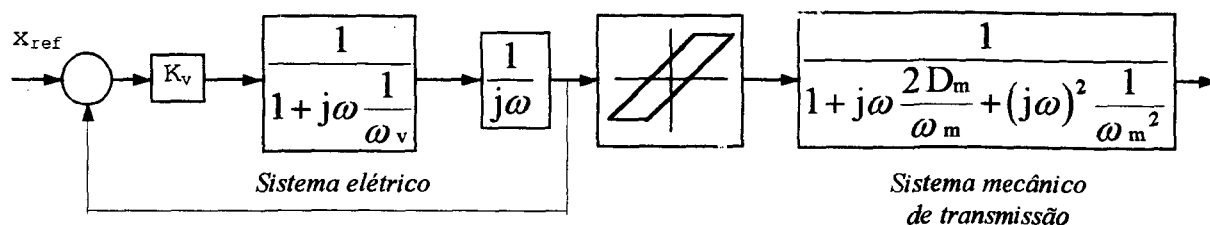


Figura 2.25 - Malha com sistema de medição indireta de posição.

O mesmo problema de controlabilidade no caso do acoplamento do transdutor angular ao fuso está presente nos sistemas de medição direta. Além disso, não é possível instalar um transdutor linear seguindo o princípio de Abbe em toda a faixa de trabalho e há a necessidade de usinagem de superfícies de apoio precisas. A imprecisão de medição pode ser aumentada devido às diferenças de dilatação térmica entre os vários materiais que compoem o transdutor e a máquina.

Apesar destes problemas, a medição direta tem o grande atrativo de apresentar o valor real de posicionamento do carro, o que ao final se traduz em confiabilidade na execução de peças precisas. Como pode ser visto na figura 2.26, a malha de posição para medição direta apresenta um bloco de histerese interno.

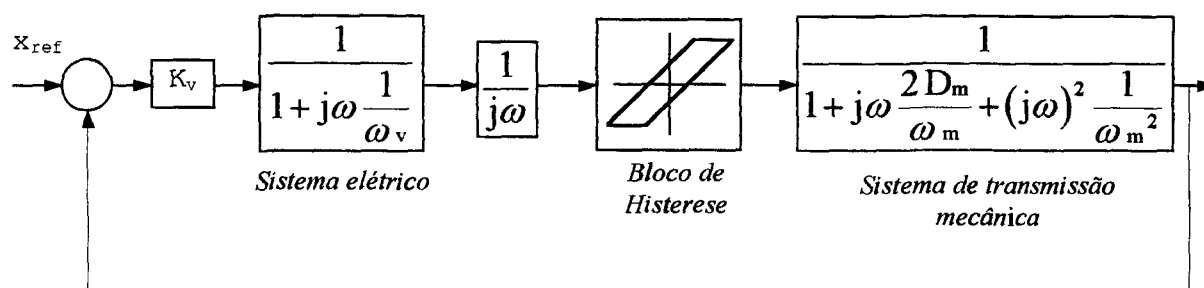


Figura 2.26 - Malha com sistema de medição direta.

Com respeito à montagem do sistema direto de medição, no caso de escalas, é preferível fixar o corpo do transdutor ao carro quando este for maior que seu curso. Deste modo o cabeçote de leitura permanecerá fixo facilitando a conexão elétrica. No caso de cursos maiores que o tamanho do carro, a escala deve obrigatoriamente ser fixada à base.

Quanto à posição, a montagem interna apresenta o inconveniente de colocar a escala mais próxima de pontos de geração de calor, mas tem a vantagem da maior proteção e de uma localização muito próxima do campo de trajetórias mais utilizado durante as operações de usinagem, o que proporciona menor erro de Abbe. A colocação da escala externamente proporciona maior facilidade de montagem e ajustagem, porém, deve-se ter um cuidado especial na proteção contra choques, cavacos de usinagem, fluidos e poeira.

O projetista também deve considerar se a máquina irá ou não utilizar algum software para correção de erros de trajetória. Neste caso, os requisitos de precisão de montagem e localização são menos críticos. No caso da máquina estar na fase de protótipo, o mapeamento dos erros poderá comprovar se a localização e precisão de montagem estão de acordo com o aceitável para a máquina em questão.

2.7 - O Comando Numérico Computadorizado na Malha de Posição:

Na figura 2.27 podem ser vistas as partes principais de hardware e software de um CNC (Mascheroni, 1992).

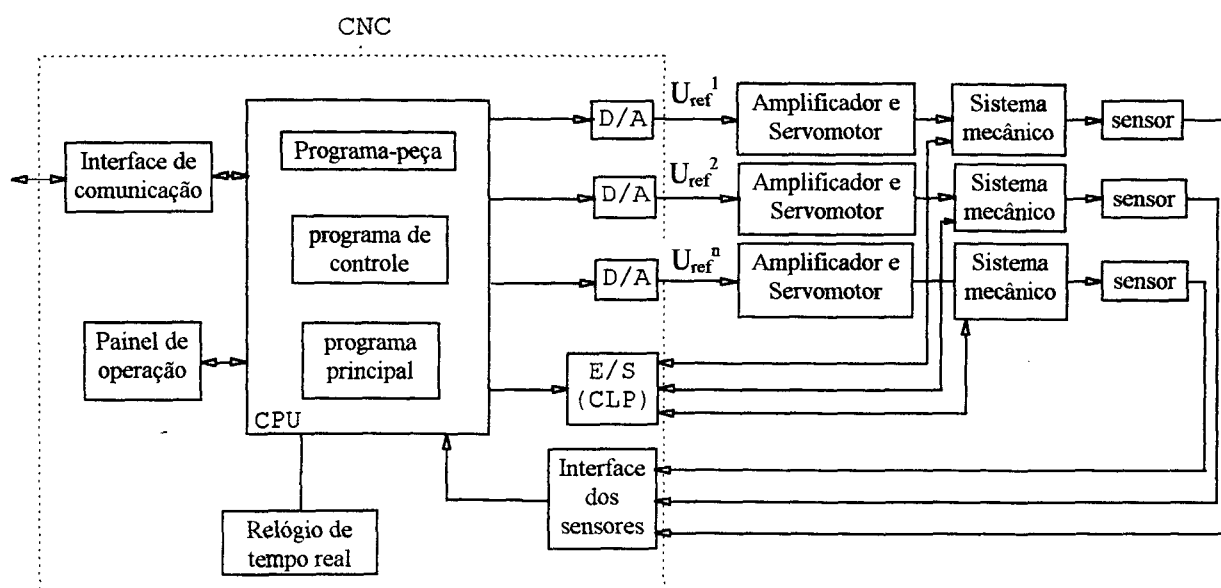


Figura 2.27 - Partes principais de um CNC acoplado aos servosistemas que compoem uma máquina.

O Programa-peça contém as informações geométricas e tecnológicas da peça a ser usinada, enquanto que o Programa Principal gerencia a operação da máquina, executando o programa-peça e realizando a interface com o operador.

O Programa de Controle tem por função principal produzir os sinais de comando para os acionamentos a partir dos dados fornecidos pelo programa-peça, realizando funções de interpolação e controle em malha fechada de cada eixo, a geração de rampas de aceleração e desaceleração, bem como o comando e controle de variáveis tipo CLP (chaves fim de curso, relés, etc...).

A figura 2.28 apresenta os ganhos de um filtro tipo Proporcional-Integral-Derivativo com Feedforward de velocidade e aceleração, utilizado no programa de controle de um CNC. Este mesmo CNC apresenta ainda um filtro para rejeição de uma determinada frequência de ressonância que venha a ser constatada no sistema (Delta Tau, 1991).

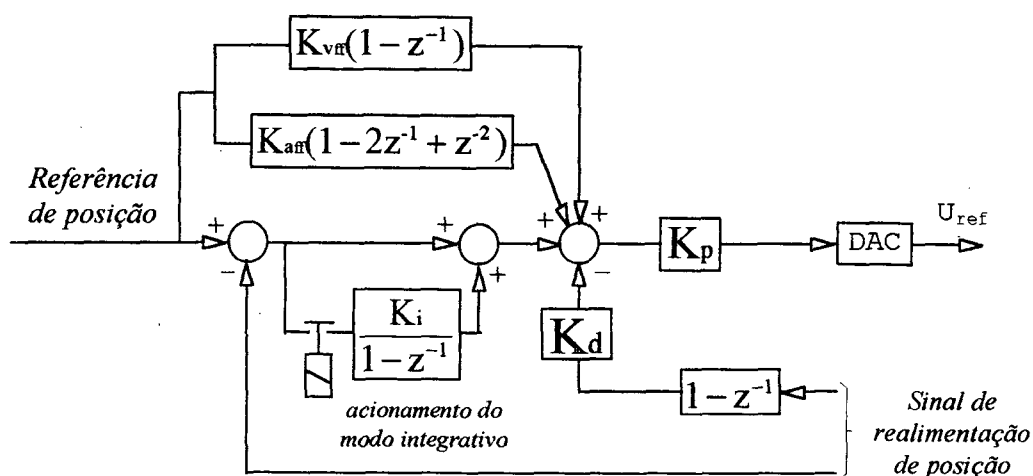


Figura 2.28 - Ganhos PID + Feedforward de um CNC.

O ajuste dos ganhos deste CNC não requer grande conhecimento em controle. O ganho proporcional K_p aumenta a rigidez do sistema a perturbações, o ganho diferencial K_d aumenta o amortecimento do sistema e o ganho integrativo K_i elimina o erro de regime. Este integrador pode ser acionado em toda a faixa dinâmica, ou apenas em regime permanente. O ganho feedforward de velocidade reduz o erro de seguimento devido ao amortecimento, enquanto o ganho feedforward de aceleração reduz o erro de seguimento devido à inércia do sistema (Delta Tau, 1991).

Apesar do PID ser o tipo de controlador mais conhecido, uma boa parte dos CNC's apresenta apenas um ganho proporcional e um ganho Feedforward de velocidade, os quais podem ser variados em função da resposta desejada na malha de posição (Stute e cols., 1983; Younkin, 1990; Younkin e cols, 1991). Dependendo da aplicação e do ajuste da malha de velocidade, estes ganhos são suficientes para o bom desempenho da malha de posição.

KOREN (1980) desenvolveu um controlador 'Cross-Coupled', o qual utiliza os valores reais e comandados de posição de cada eixo para, a partir do modelo matemático do Erro de Contorno, enviar sinais de correção do valor de referência enviado para os eixos. Esta é uma técnica de controle em tempo real, necessitando um micro-processador de alta velocidade de processamento. Segundo o mesmo autor, apesar das máquinas-ferramenta serem especificadas segundo a precisão de posicionamento de seus eixos (Childs, 1991; Slocum, 1992), o Erro de Contorno deveria ser considerado primordialmente.

KOREN & LO (1992) compararam o desempenho de uma fresadora segundo o Critério de Menor Erro de Contorno, utilizando controladores P, PID, Feed-Forward e 'Cross-Coupling'. Este último foi sensivelmente superior. Por exemplo, em comparação com o controlador P, obteve erros cinco a dez vezes menores.

Existem ainda algumas técnicas de Controle Ótimo e Adaptativo que, segundo o tipo de aplicação, recaem nos casos acima ou são utilizadas para incrementar o desempenho dos controladores usuais.

Como visto na figura 2.28, o CNC acrescenta ao sistema um tempo de amostragem, o qual influi no desempenho global da malha de posição. KOREN & BOLLINGER (1978) analisam a faixa possível para o ganho da malha aberta de posição em função do tempo de amostragem, segundo vários critérios.

De qualquer modo, a primeira função do projetista mecânico de máquinas-ferramenta é fornecer um sistema mecânico rígido, com boa velocidade de resposta e o mínimo de não-linearidades. Apesar de estarem surgindo algumas pesquisas na área de controlabilidade de sistemas mecânicos com elevadas folgas e flexibilidade, na tentativa de adaptação de comandos numéricos à máquinas convencionais, os resultados não têm sido revolucionários.

CAPÍTULO 3 - PROJETO DE UM SISTEMA FLEXÍVEL PARA FRESAMENTO DE PEÇAS EM MADEIRA

3.1 - Introdução ao problema:

Como dito no capítulo 1, a indústria moveleira nacional atualmente volta-se para a adoção de metodologias de produção que possibilitem o fornecimento de produtos com uma grande gama de variáveis sobre o mesmo modelo básico. Deste modo o consumidor final pode adquirir um produto com bom nível de personalização a um preço competitivo. Um exemplo simples pode ser visto na figura 3.1, onde é mostrada uma porta de armário, fresada com as mesmas ferramentas em quatro configurações diferentes. Da peça (a) para a (b) há diferença apenas na vinheta, que pode ser fresada com uma ferramenta de pequeno diâmetro. As portas (c) e (d) podem apresentar vidros jateados como forro de fundo. Tanto as vinhetas como o vidro dão uma certa sobriedade ao móvel, representando opções a mais para o cliente.

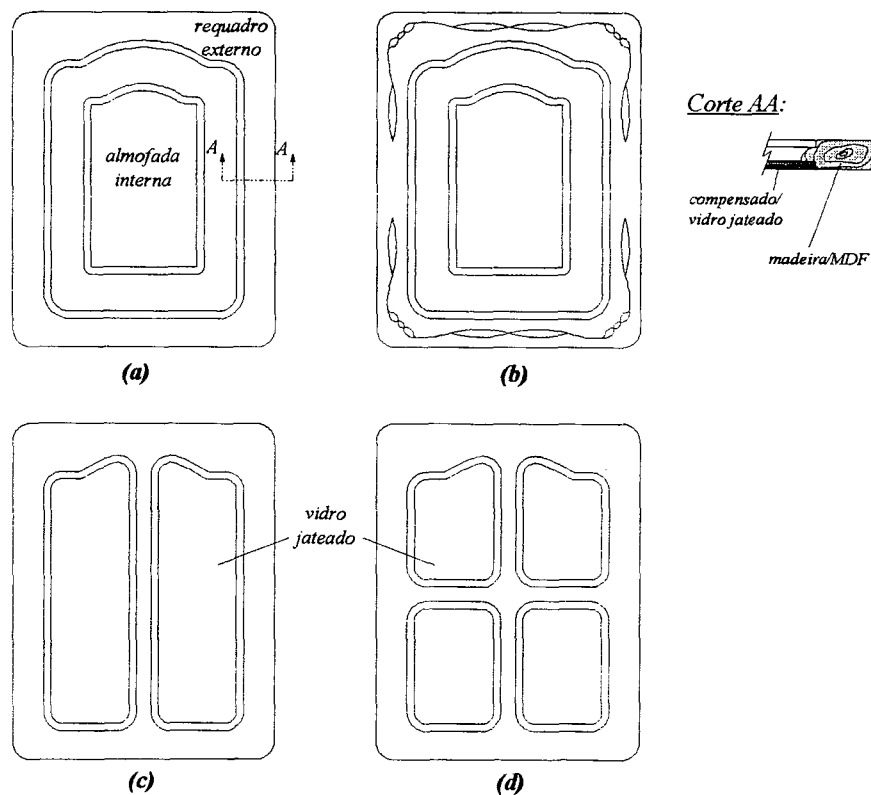


Figura 3.1 - Configurações de porta de armário.

Na confecção das peças (a) e (b) da figura 3.1, são utilizados requadros externos compostos por quatro peças planas. Na usinagem convencional, a menor fresa utilizada tem diâmetro de 80mm. Isto obriga ao seguinte processo:

- fresamento prévio do perfil (Corte AA) nas quatro laterais que compõem o requadro
- montagem e colagem do requadro
- corte ou fresamento externo para ajuste dimensional da largura e altura da porta
- lixamento

} Figura 3.2(a)

No fresamento em máquina CNC com uso de alta velocidade, uma ferramenta de 32 ou 25 mm de diâmetro pode ser utilizada para dar o contorno. Neste caso, o processo é o seguinte:

- corte, plainamento e furação das faces de encaixe nas laterais do requadro
- montagem do requadro com cavilhas
- fresamento completo na máquina CNC
- lixamento (se preciso)

} Figura 3.2(b)

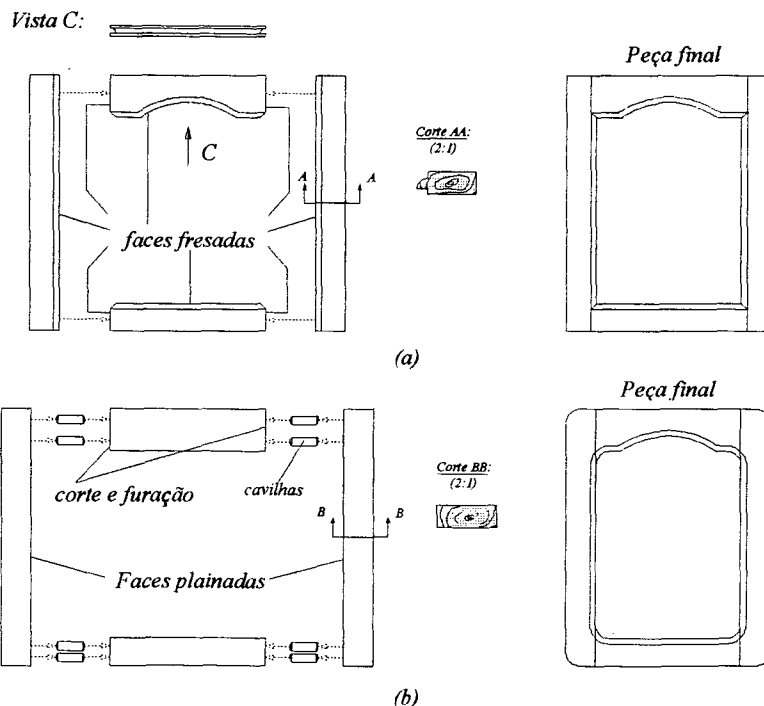


Figura 3.2 (a) - pré-trabalho e montagem do requadro convencional.
(b) - processo de montagem do requadro para máquina CNC.

Observa-se que o pré-trabalho e a montagem do requadro são mais simples no segundo caso (fresamento final em máquina CNC). Além disso, todo o processo de fresamento é feito em uma única máquina, eliminando o corte posterior para ajuste dimensional da largura e altura da porta. Para finalizar, no caso do uso de altíssimas velocidades de corte, a operação de lixamento pode ser diminuída ou até eliminada.

Por meio deste exemplo observa-se que, com o uso de máquinas CNC flexíveis, há uma eliminação ou simplificação das etapas de fabricação. Em contrapartida, na produção em máquinas convencionais, a quantidade de etapas de fabricação, bem como de dispositivos para usinagem e montagem, eleva em demasia o custo das peças a serem produzidas em pequenos lotes. Por este motivo muitas vezes o fabricante não consegue diversificar sua linha de produtos.

A flexibilidade de uma máquina CNC para o fresamento de peças em madeira está relacionada com vários fatores, como:

- Interface computacional \Rightarrow softwares de CAD/CAE/CAM, de simulação do processo de usinagem, uso de redes de comunicação, etc...
- Recursos de movimentação \Rightarrow grandes faixas de velocidade de avanço e de rotação da ferramenta
- Ferramentas próprias para trabalho em alta velocidade
- Sistema mecânico que permite trabalho em condições severas durante longos períodos, sem perda de precisão ou desgaste excessivo

Por meio do que foi colocado até o momento, justifica-se o estudo de um sistema para a usinagem de peças em madeiras e afins, com recursos de flexibilidade mecânica e de software que permitam o trabalho sobre pequenos e médios lotes de peças, com o objetivo final da fabricação de componentes personalizados.

Tal estudo deve apresentar uma ordem de tarefas a serem executadas. O diagrama da figura 3.3 coloca os passos adotados desde a definição dos pré-requisitos do sistema até as definições finais dos componentes de software e hardware do mesmo.

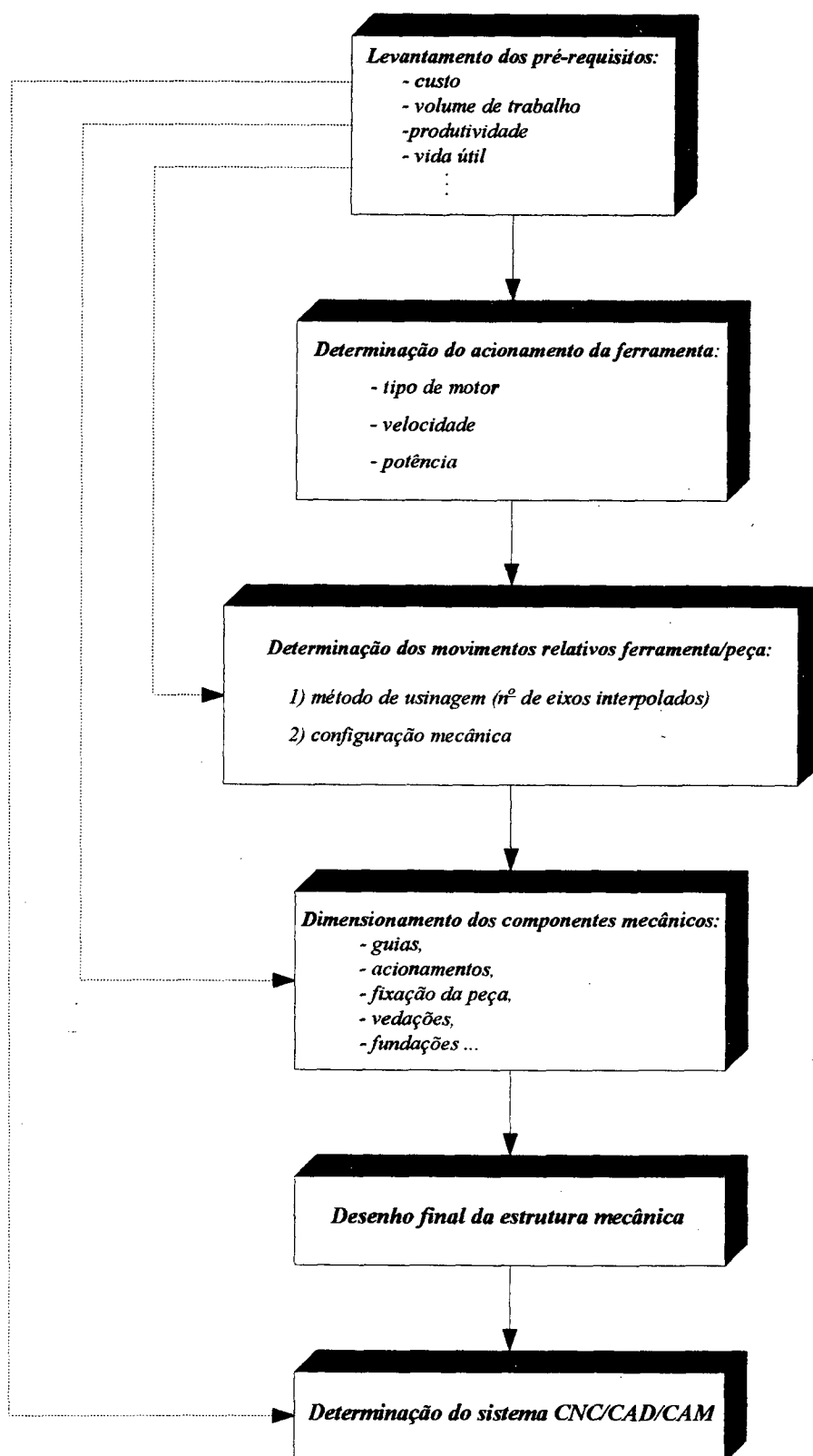


Figura 3.3 - Diagrama dos passos de projeto do sistema.

O passo inicial neste estudo se trata do levantamento dos pré-requisitos principais que o sistema deve atender, os quais são colocados na próxima seção.

3.2 - Pré-Requisitos do Sistema:

Além da característica intrínseca de flexibilidade do sistema, já exposta anteriormente, outros requisitos devem ser observados com cuidado. Estes são colocados a seguir.

3.2.1 - Custo:

É sabido que algumas empresas do setor moveleiro nacional possuem poder aquisitivo para a compra de máquinas de elevado custo, porém, a grande maioria das indústrias apresentam dificuldades para adquirir máquinas caras e, principalmente, para absorver novas tecnologias. Por outro lado, diante da terceirização cada vez maior na fabricação, a tendência é que as grandes indústrias repassem os trabalhos de fresamento de suas peças para indústrias menores.

Portanto, fica evidente que o sistema em estudo deve apresentar os recursos tecnológicos que lhe garantam flexibilidade e produtividade, porém, a um custo compatível para o segmento de pequenas empresas do setor moveleiro nacional.

Apesar de reconhecer o papel do Laboratório de Hardware como um centro de pesquisa que deve sempre estar na vanguarda tecnológica, o grupo de trabalho manteve o objetivo de suprir as necessidades de seu mercado alvo.

3.2.2 - Volume de Trabalho:

O Volume de Trabalho Útil deve englobar um grande número de peças usuais nas indústrias que mais utilizam operações de fresamento, quais sejam, as indústrias fabricantes de móveis para cozinhas, dormitórios e copas (mesas, cadeiras, 'racks', etc...).

Pelos estudos realizados, foi estabelecido um Volume Útil de Trabalho de 500 mm x 600 mm x 3000 mm.

3.2.3 - Movimentos da Ferramenta:

Apesar da grande maioria das peças das indústrias de móveis apresentarem formas planas - para as quais é suficiente o uso de softwares de CAM 2^{1/2}D - não é difícil ampliar a operação de usinagem a fim de executar movimentos interpolados sobre peças com superfícies planas, inclinadas e com curvaturas suaves. Tais superfícies podem ser definidas matematicamente por meio de curvas tipo Bezier ou B-Spline (Rogers & Adams, 1990).

Além disso, o sistema deve possibilitar a digitalização de peças modelo para produção de cópias idênticas ou modificadas, ou seja, a partir de uma peça-mãe será obtida uma família de peças com dimensões alteradas conforme a necessidade do fabricante.

3.2.4 - Produtividade:

Apesar do grande diferencial das máquinas CNC's em relação às máquinas convencionais se tratar da flexibilidade, a produtividade também representa um importante fator a ser considerado. No caso da usinagem de madeira, uma grande produção pode ser obtida por dois modos: pelo uso de vários eixos interpolados, ou pelo uso de altas velocidades de usinagem (o que é favorecido pela baixa precisão dimensional das peças e pelas baixas forças decorrentes do processo). Em função do estágio tecnológico da indústria moveleira nacional, deu-se preferência ao uso de elevadas velocidades de usinagem, haja vista que a programação de vários eixos interpolados é mais complicada.

Portanto, com base nos dados do capítulo 2, foi estabelecida uma velocidade de avanço da ferramenta superior a 20 m/min. A velocidade de giro da ferramenta é abordada na seção 3.2.6.

3.2.5 - Precisão do Sistema:

As peças produzidas em madeira apresentam requisitos de precisão bem menores do que os usuais na indústria metal-mecânica. Precisasões de posicionamento na casa dos centésimos de milímetro representam valores excelentes. Esta permissividade em termos de precisão se deve ao fato de que a própria madeira pode apresentar variação dimensional após a usinagem, devido a causas como umidade e temperatura.

Pelas características das peças produzidas, as precisões estabelecidas para cada eixo de coordenadas do volume útil de trabalho foram consideradas as seguintes:

$$l_x = 3000 \text{ mm} \Rightarrow \text{erro admissível: } \Delta X = 0,5 \text{ mm}$$

$$l_y = 600 \text{ mm} \Rightarrow \text{erro admissível: } \Delta Y = 0,1 \text{ mm}$$

$$l_z = 500 \text{ mm} \Rightarrow \text{erro admissível: } \Delta Z = 0,05 \text{ mm}$$

Os valores na casa de décimos e centésimos de milímetro permitem que a precisão de posicionamento não seja um dos pontos mais críticos no projeto. Porém, como o volume de trabalho é relativamente grande, fazendo com que um eixo movido seja muito longo (3000mm), provavelmente a carga inercial a ser movida seja elevada. Além disso, em função dos valores esperados de produtividade e de acabamento das peças, pretende-se utilizar altas acelerações e velocidades de avanço. Diante desta situação, é de se esperar que os erros na execução de contornos sejam grandes. Tais erros são minimizados pelo projeto cuidadoso de cada eixo posicionador do sistema, visando sempre seu melhor desempenho dinâmico, o que, ao final, significa a busca de baixas inércias movidas e elevada rigidez, bem como o uso de servomotores e servoamplificadores de elevada dinâmica.

3.2.6 - Acionamento da Ferramenta:

Como visto na seção 2.3, para atingir as altas velocidades requeridas na usinagem de madeira, são necessários motores de alta frequência.

Para um cálculo aproximado da potência de acionamento, foram utilizados os seguintes parâmetros, segundo a fórmula 2.1:

Desbaste Profundo:

$$\left. \begin{array}{l}
 \omega = 1,15 \text{ (madeira completamente s\^eca)} \\
 \theta = 0,84 \text{ (Faia)} \\
 b = 50 \text{ mm} \\
 t = 10 \text{ mm} \\
 V_a = 7 \text{ m/min (117 mm/s)} \\
 z = 4 \text{ gumes}
 \end{array} \right\} P_{\text{tot}} = 4,7 \text{ CV}$$

Acabamento:

$$\left. \begin{array}{l}
 \omega = 1,15 \text{ (madeira completamente seca)} \\
 \theta = 0,84 \text{ (Faia)} \\
 b = 50 \text{ mm} \\
 t = 1 \text{ mm} \\
 V_a = 10 \text{ m/min (167 mm/s)} \\
 z = 4
 \end{array} \right\} P_{\text{tot}} = 1,5 \text{ CV}$$

Portanto, inicialmente foram estabelecidos os seguintes pré-requisitos para este motor:

- possibilidade de atingir velocidades acima de 10000 rpm (se possível entre 18000 e 20000 rpm)
- potência em torno de 5 CV (ou mais)
- possibilidade de troca automática da ferramenta
- confiabilidade de um produto fabricado em série, testado em condições severas de trabalho, ou seja, o fabricante deve possuir tradição na área de altas frequências.

3.2.7 - Vida Útil do Sistema:

Apesar do desenvolvimento tecnológico constante na área de CAD/CAM/CNC, o sistema mecânico deve suportar elevados regimes de trabalho durante uma vida útil estabelecida em 15 anos. Após este período, presume-se que o sistema deva estar completamente obsoleto ou, se for o caso, pode sofrer uma reforma completa ('retrofitting'). Durante o período de vida útil do sistema mecânico, novos sistemas CAD/CAM/CNC podem ser acoplados.

O maior problema em relação à vida útil do sistema está na liberação, durante a usinagem, de uma poeira de granulação fina e de baixa densidade. Este pó, quando em contato com água ou óleo forma uma 'borra' nas guias e partes móveis do sistema.

Apesar de não terem sido encontradas referências na literatura quanto aos danos causados por esta pasta, sabe-se que todo o tipo de madeira apresenta, em maior ou menor grau, incrustações minerais abrasivas. Por outro lado, as máquinas CNC's comerciais utilizadas na usinagem de madeira não apresentam proteções além dos lábios de vedação comuns das guias (NSK, 1995; INA, 1992).

De qualquer modo, a proteção das guias e partes móveis foi estabelecida como um ponto crítico do sistema mecânico.

3.2.8 - Requisitos Estruturais do Sistema:

Como dito no capítulo 2, as forças decorrentes do processo de usinagem de madeira são baixas. Sob este aspecto, os requisitos estruturais para o sistema não são elevados. Porém, a base da máquina e as fundações devem permitir um bom isolamento de vibrações, o acesso fácil do operador à peça e, principalmente, garantir que as deflexões devido ao peso das partes móveis não prejudiquem a precisão de posicionamento dos eixos.

3.3 - Definição do Acionamento da Ferramenta:

Por meio da pesquisa junto a fornecedores, adotou-se um motor que atendesse aos pré-requisitos estabelecidos no item 3.2.6. Este motor apresenta as seguintes características (High Speed Development, 1994):

- Eixo com sede para ferramentas Cone ISO 30 - DIN69871. O travamento da ferramenta é feito mecanicamente por meio de molas que proporcionam uma força axial de aproximadamente 3000 N e um torque de atrito de 100 Nm. A ferramenta é liberada pneumaticamente.
- Sistema de troca automática da ferramenta: o eixo-árvore é girado por meio de um dispositivo pneumático na parte frontal do motor. A posição de referência para troca é obtida por meio de um resolver acoplado ao eixo. Há sensores para identificação dos estados 'eixo com ferramenta' e 'eixo sem ferramenta'.

- As curvas Torque/Velocidade e Potência/Velocidade podem ser vistas na figura 3.4. O torque permanece constante em 3Nm até 12000rpm. Acima desta velocidade a relação U/F não é mais constante, fazendo com que haja perda de torque até a velocidade máxima de 24000rpm.

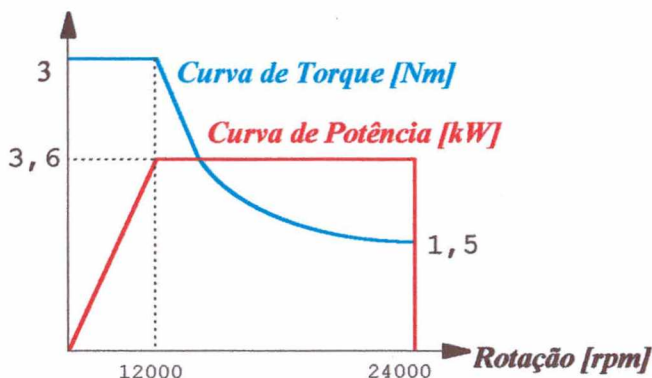


Figura 3.4 - Curvas torque e potência/velocidade do motor da ferramenta.

- Os mancais anterior e posterior do motor/árvore são compostos por rolamentos de contato angular pré-carregados com lubrificação para toda a vida de trabalho. A temperatura do mancal frontal pode ser monitorada por meio de um sensor resistivo.
- A vedação dos mancais é obtida por meio de labirintos e fluxo de ar. Uma pressão positiva da ordem de 0,4 bar impede a entrada de partículas nos mancais. O cone é mantido limpo durante a troca da ferramenta por meio da injeção de ar comprimido a 3 bar.
- Resfriamento por meio de ventilador interno, com giro independente do giro da árvore.

3.4 - Determinação dos Movimentos Relativos entre Ferramenta e Peça:

3.4.1 - Considerações a Respeito do Método de Usinagem:

Para a usinagem rápida das peças estudadas, inicialmente pensou-se no uso de 4 eixos interpolados, sistema que é adotado em algumas máquinas convencionais de acionamento manual para lixamento e polimento. Por meio deste sistema, como pode ser visto na figura 3.5, pode ser utilizada uma ferramenta cilíndrica na usinagem de superfícies planas e convexas, e uma ferramenta de ponta esférica nas superfícies côncavas.

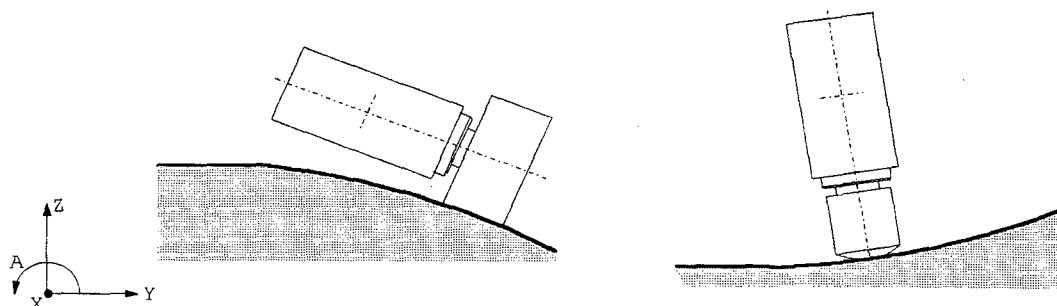


Figura 3.5 - Posição da ferramenta com o uso de 4 eixos.

O grupo de trabalho estudou alguns tipos de sistemas mecânicos para o quarto eixo. O primeiro pode ser visto na figura 3.6, tendo sido descartado devido às limitações de tamanho e velocidade, dificuldade de montagem, nível de ruído, custo de confecção das engrenagens cônicas helicoidais (Dudley, 1962) e dificuldades de lubrificação com o movimento da caixa.

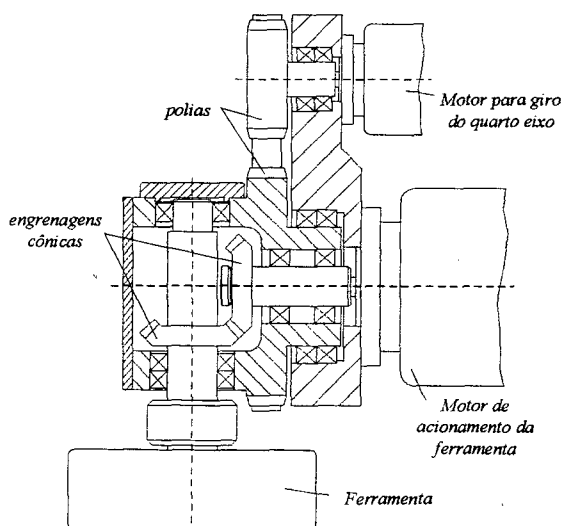


Figura 3.6 - Sistema mecânico baseado em engrenagens cônicas.

O segundo esquema pode ser visto na figura 3.7. Utiliza-se um servomotor acoplado a um redutor tipo Harmonic-Drive [ref. 18] e polias sincronizadoras para o acionamento de um 'eixo de giro A', no qual está fixo o 'motor da ferramenta'. Porém, como este 'motor da ferramenta' é relativamente longo, a distância entre as polias acopladas respectivamente ao 'Servomotor do eixo A/redutor Harmonic-Drive' e ao 'eixo de giro A' é muito grande. Deste modo a estrutura deste quarto eixo (de giro da ferramenta em torno do eixo X) obriga ao uso de uma estrutura suporte do eixo Z muito longa. Além disso, devido ao peso do 'motor da ferramenta', o 'eixo de giro A' deve ser muito robusto e sua montagem precisa.

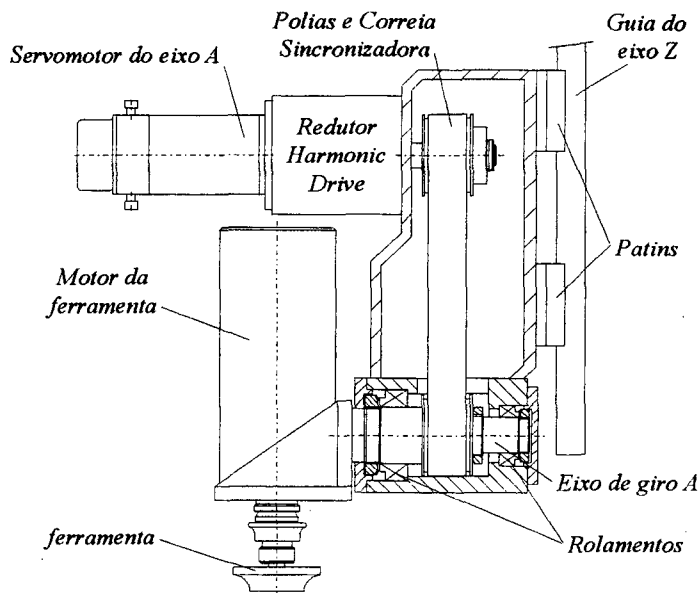


Figura 3.7 - Sistema baseado em polias sincronizadoras e redutor Harmonic-Drive.

Porém, o maior problema relacionado ao quarto eixo está na dificuldade na geração da trajetória de ferramenta pelo software de CAM. Na figura 3.5 pode-se ver que o contato da ferramenta cilíndrica com a peça se dá numa linha e não num ponto, ao passo que a ferramenta de ponta esférica apresenta possibilidade de giro no plano Y-Z, mas não no plano X-Z. A discussão destas questões com especialistas na implementação de softwares de CAM e as considerações colocadas no item 3.2.1, levaram ao abandono da idéia do quarto eixo para o giro A da ferramenta. Apesar disso, o projeto do sistema em questão considerou a possibilidade da instalação futura de um quarto eixo.

O uso de 5 eixos eliminaria os problemas relacionados ao CAM, mas seria proibitivo para o projeto em questão devido ao custo e dificuldades geradas para o usuário final, como exposto no item 3.2.1.

Portanto, em função das características estabelecidas para o sistema (ver itens 3.2.1 e 3.2.4), deu-se preferência ao uso de três eixos interpolados.

Como estabelecido na seção 3.2.4, para compensação da menor produtividade causada pelo uso de apenas 3 eixos de movimentação, devem ser utilizadas velocidades de avanço elevadas. Como referências para projeto foram especificados os seguintes valores de Velocidade de Avanço Rápido nos eixos:

$$V_{arx} = 23 \text{ m/min} \quad V_{ary} = 12 \text{ m/min} \quad V_{arz} = 6 \text{ m/min}$$

Apesar de ter sido estabelecida na seção 3.2.4 uma velocidade de avanço superior a 20 m/min e de existir a possibilidade de atingir velocidades nos eixos Y e Z próximas a 40 m/min, o uso de tais velocidades não traz vantagens. Como grande parte das peças são longas e de pouca espessura, o modo mais rápido de usiná-las é tomando trajetórias longitudinais (no sentido do eixo X). Nas peças de grande comprimento, durante as interpolações, os movimentos dos eixos Y e Z são feitos a velocidades de avanço baixas. Para que não haja trepidações nestes movimentos, os servomotores não devem trabalhar a velocidades muito baixas (limite estabelecido: $0,01 \cdot n_{nominal}$). Deste modo são utilizados servomotores trabalhando a velocidades médias ou altas, com maiores reduções e pequenos passos de fuso. Como contrapartida, ganha-se resolução elevada.

3.4.2 - Possíveis Configurações Mecânicas para o Sistema em Projeto:

Tendo estabelecido o volume de trabalho, o motor de acionamento da ferramenta e o número de eixos interpolados do sistema, partiu-se para o estudo de possíveis configurações mecânicas.

Ainda na fase de estudo do número de eixos a ser utilizado, pensou-se no uso de um robô comercial, como pode ser visto esquematicamente na figura 3.8. Para que a área de trabalho do robô não seja muito grande, a mesa de fixação da peça ou o robô devem apresentar duas posições de trabalho. Deste modo, na usinagem de peças de grande comprimento, o robô trabalha sobre uma metade da peça e ao terminá-la, a peça ou o próprio robô são deslocados para que seja usinada a outra metade. Portanto, o programa-peça deve ser dividido em duas partes, o que resulta num tempo morto de produção para carregamento dos programas.

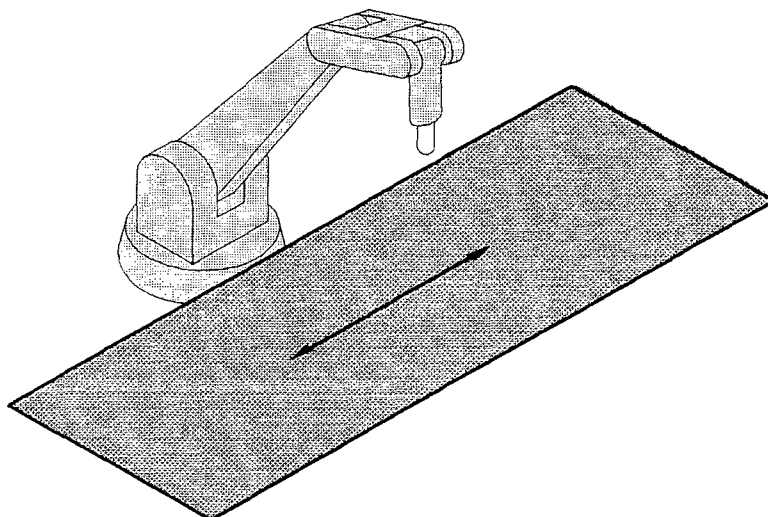


Figura 3.8 - Robô e mesa de trabalho móvel.

Esta configuração apresenta como vantagens a grande flexibilidade de posicionamento, a confiabilidade proporcionada por um produto comercial e o baixo custo de aquisição e complementação do sistema mecânico. Além disso, há a possibilidade de instalação de um magazine de ferramentas fixo e a estanqueidade dos mancais à penetração do pó provindo da usinagem (item 3.2.7). Apresenta como desvantagem a necessidade de movimentação de cinco eixos para o posicionamento da ferramenta, o que proporciona uma dinâmica global muito ruim se comparada com uma

máquina-ferramenta convencional (ver item 3.2.5). Esta dinâmica ruim se deve ao fato de que a inércia refletida sobre cada servomotor não é constante durante o movimento, bem como toda a estrutura de suporte de um eixo é carregada pelo eixo posterior, além disso, o motor de acionamento da ferramenta apresenta uma massa relativamente elevada (≈ 40 kg). Soma-se a estes fatos a dificuldade na medição por digitalização e compatibilização da linguagem da maioria dos sistemas CAM no mercado, os quais apresentam saídas para sistemas 3D e linguagem de programação ISO (códigos G). Para finalizar, apesar da programação de robôs não ser complicada, há maior dificuldade para encontrar no mercado de trabalho programadores de robôs do que programadores de máquinas CNC's (ver item 3.2.1).

A segunda configuração estudada é uma variação do desenho básico de uma mandriladora (semelhante ao sistema da figura 2.8), como pode ser visto na figura 3.9.

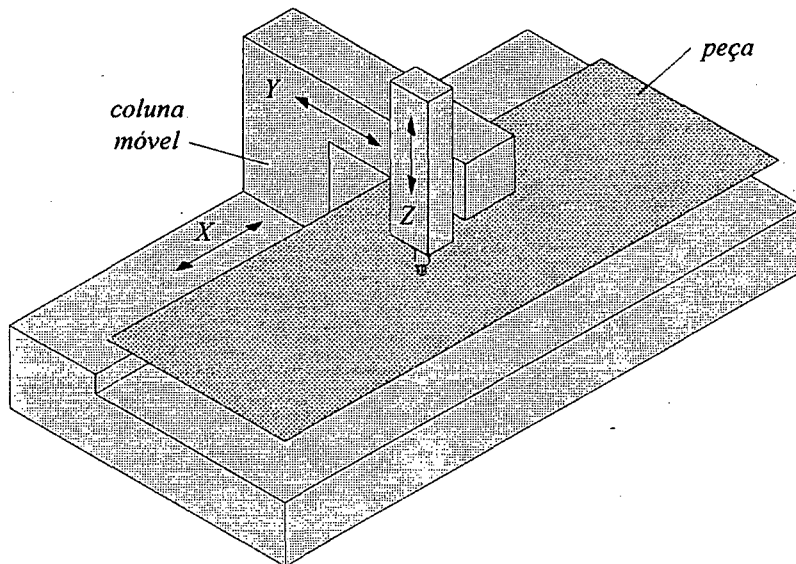


Figura 3.9 - Configuração semelhante a uma mandriladora.

Tal configuração apresenta como vantagem o fácil acesso do operador à peça e a facilidade de instalação do sistema de fixação da mesma. Porém, para minimizar os erros de primeira ordem causados pela deflexão da coluna móvel (Princípio de Abbe), esta deve ser muito rígida. Com isto a massa do sistema se torna elevada e a frequência nominal fica aquém do desejado. Isto poderia ser minimizado fazendo com que a peça se movesse na

direção Z, retirando uma parcela do peso em balanço sobre a viga do eixo Y e coluna móvel. Porém, como algumas peças são bastante flexíveis e o sistema de fixação será relativamente pesado e de grandes dimensões, esta hipótese foi descartada.

Uma outra configuração analisada, com características semelhantes às configurações das figuras 2.4, 2.5 e 2.6, pode ser vista na figura 3.10. Este tipo de montagem é utilizado em máquinas 5 eixos de grande porte. Apresenta como vantagens a elevada frequência nominal atingida e o acesso completo do operador à peça. Porém, para o volume útil de trabalho em estudo não se mostrou vantajosa. Como a distância entre os dois pórticos é pequena, devido à própria dimensão do eixo Y, o operador deve instalar a peça passando sobre um dos pórticos. A impossibilidade de colocação de mais colunas de suporte para o eixo X torna complicada a compensação das deformações. Ao final, os elevados requisitos estruturais tornam este sistema caro e de difícil transporte, usinagem, ajustagem e montagem.

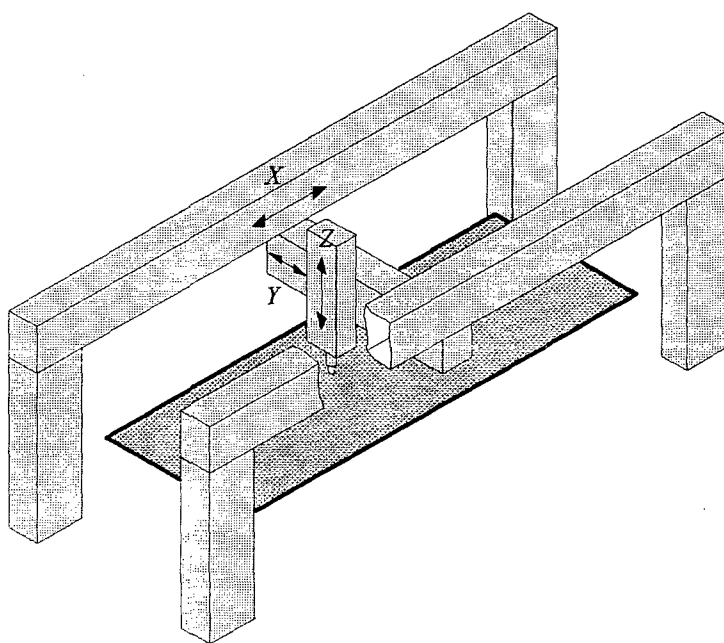


Figura 3.10 - Configuração em duplo pórtico.

A quarta configuração estudada se trata do pórtico móvel visto na figura 3.11, idêntico ao da figura 2.7. Neste sistema o operador pode alimentar a peça com relativa facilidade, a estrutura é compacta e não apresenta os problemas de compensação das deformações presentes no caso anterior.

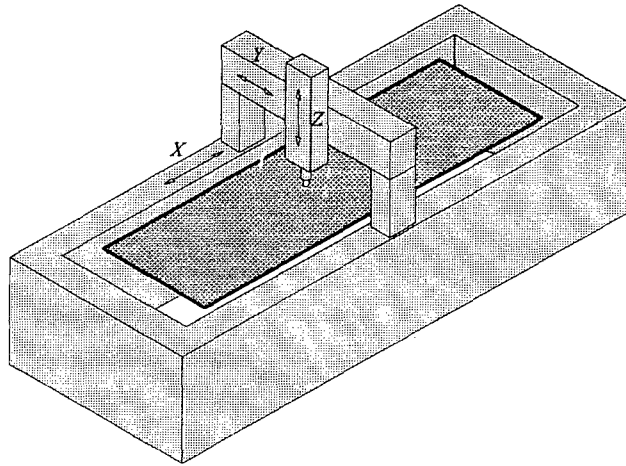


Figura 3.11 - Pórtico móvel.

O grande problema que esta configuração apresenta pode ser melhor entendido por meio da figura 3.12. Na parte (a) da figura, o pórtico é acionado apenas por um fuso de esferas. Para que se evitem problemas de trepidação durante o movimento, o pórtico deve ser muito rígido. Além disso, a guia do lado do fuso deve ser igualmente rígida (elevada pré-carga), e a guia contrária deve permitir um movimento livre (baixa ou nenhuma pré-carga). A outra alternativa, vista na figura (b), é a instalação de um acionamento escravo na outra coluna do pórtico, com ambas as guias pré-carregadas. Qualquer das duas alternativas não proporciona a frequência nominal desejada para usinagens rápidas, seja pela ausência de pré-carga e não-linearidades presentes no primeiro caso, ou pela grande inércia movimentada no segundo.

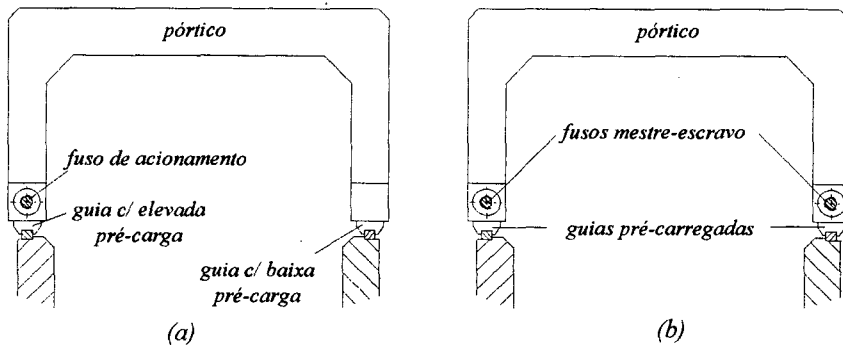


Figura 3.12 - Tipos de acionamentos do pórtico da figura 3.11.

Devido ao desenho compacto da estrutura, passou-se a estudar com maior profundidade esta configuração, em paralelo

com outras de interesse, tendo sido iniciado um desenho de conjunto mais detalhado. Pretendia-se utilizar o sistema da figura 3.11(a), com um pórtico altamente rígido. Entretanto, esta configuração em pórtico com acionamento lateral foi definitivamente abandonada devido às informações de experiências anteriores por parte de um fabricante de máquinas CNC's, nas quais surgiram problemas de controlabilidade relacionados à baixa rigidez do pórtico.

A última configuração analisada é uma variação da anterior e pode ser vista na figura 3.13. O pórtico é fechado, formando um anel em torno do sistema de fixação da peça. Com isto, o acionamento pode ser feito pelo centro da barra inferior e ambas as guias podem ser pré-carregadas.

Os problema relacionados a esta configuração se devem ao fato da mesa ser apoiada apenas nas extremidades, bem como à elevada massa do pórtico e inércia das partes móveis, o que exige cuidado no dimensionamento e escolha do fator de redução.

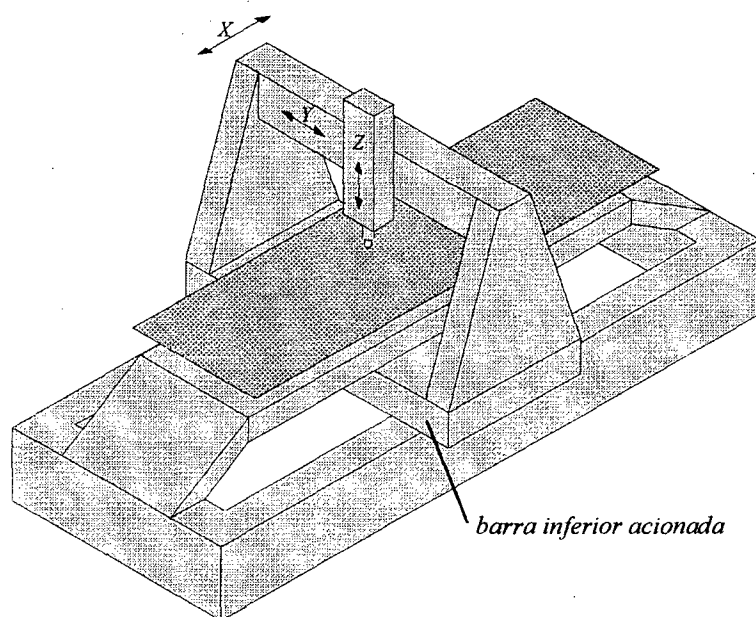


Figura 3.13 - Configuração com pórtico-anel móvel.

Como visto na figura, a base da máquina é baixa, fazendo com que o centro de gravidade global fique baixo. Com isto há uma maior facilidade de colocação dos isoladores de vibração em linha com o centro de gravidade do sistema, o que minimiza os efeitos de acoplamento de modos vibracionais (Gerges, 1992). Em

contrapartida, a base da máquina apresenta pouca massa, o que é negativo sob o ponto de vista de isolamento de vibrações (Gerges, 1992; DeBra, 1992). Deste modo, é aconselhável o uso de uma estrutura maciça ou preenchida com concreto, assentada sobre suportes cônicos para correto nivelamento (Jirek, 1965; Umbach, 1965; Weck, 1980).

Devido ao fato de aliar uma estrutura compacta com a possibilidade de atingir boa dinâmica de posicionamento nos eixos, esta última configuração foi a escolhida para o projeto em estudo.

3.5 - Dimensionamento dos Componentes Mecânicos do Sistema:

3.5.1 - Guias:

Segundo os critérios estabelecidos no item 3.2, nos eixos posicionadores do sistema mecânico deu-se preferência ao uso de guias de rolamento de esferas recirculantes (Castro, 1987; INA, 1992; Leal & Back[37], NSK, 1995). Tal opção se deve à quase linearidade da curva coeficiente de atrito x velocidade, à ausência de 'stick-slip', à precisão de fabricação dos componentes fornecidos e à elevada capacidade de carga e vida útil. Apesar dos custos de ajustagem e montagem destas guias serem maiores do que nas guias de escorregamento, suas vantagens superam este problema.

A adoção de guias hidrostáticas foi descartada devido ao custo de aquisição, montagem e manutenção. Já as guias aerostáticas, apesar da grande vantagem de não necessitarem de vedações e raspadores, se prestam para posicionadores de alta precisão e para cargas menores do que as presentes no caso em estudo.

A adoção de guias de rolamento suscita grandes dúvidas quanto ao efeito da dilatação térmica sobre o carro e/ou base. Em guias muito distantes entre si, a dilatação pode elevar demasiadamente a pré-carga ou, ao contrário, eliminá-la. No primeiro caso há diminuição da vida útil e no segundo, diminuição da rigidez mecânica do sistema. Para o sistema em estudo, as

guias do eixo X serão relativamente distantes, portanto, desaconselha-se o uso de servomotor CC de escovas, devido à dificuldade de dissipação do calor gerado. Por outro lado, a distância de montagem das guias deve ser a menor possível, desde que seja garantida a rigidez estática do sistema guia/anel móvel.

Para solucionar o problema acima uma alternativa analisada se trata do uso de uma guia com patins de esferas e outra com patins de rolos montados em contraposição para suporte apenas da carga vertical. Deste modo a dilatação térmica no sentido do eixo Y não ficaria constricta.

Porém, como é relativamente difícil fabricar roletes com a mesma precisão dimensional apresentada pelas esferas, os patins de rolos apresentam um custo mais elevado, sendo recomendados apenas no caso de elevadas cargas transportadas. Além disso sua montagem deve ser precisa, para que um possível desalinhamento dos roletes em relação à guia não provoque um aumento excessivo do atrito. Para finalizar, sua montagem deve ser feita sempre aos pares, com necessidade do uso de réguas para ajuste da pré-carga. Diante destas dificuldades, o uso dos patins de rolos foi descartado.

Por outro lado, por motivo de custo, pensou-se no uso de buchas de esferas recirculantes com eixo apoiado. Apesar da bucha aberta apresentar a possibilidade de pré-carga, como pode ser visto na figura 3.14, a rigidez atingida é baixa. Mesmo com a elevada precisão de fabricação dos componentes oferecidos no mercado, tal tipo de guia é aconselhado somente para pequenas máquinas e posicionadores.

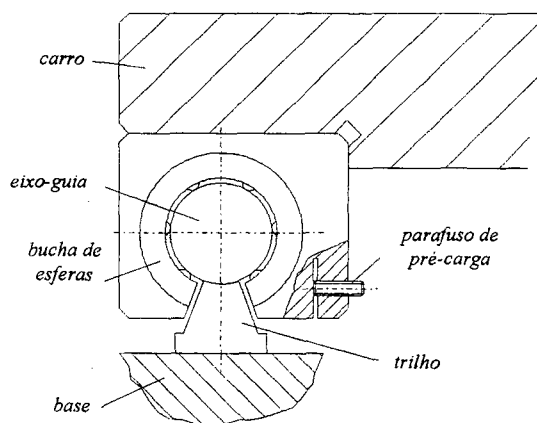


Figura 3.14 - Bucha de esferas recirculantes com pré-carga.

Portanto, para todos os eixos adotaram-se guias de 'patins' de esferas recirculantes com nível médio de pré-carga. Para facilitar a ajustagem, os patins e os trilhos serão constritos em uma guia, sendo a guia oposta apenas usinada para garantir a planicidade. Isto significa que um assento de guia terá que sofrer a chamada 'retificação de gaveta' enquanto o assento oposto sofrerá apenas retificação plana. Tal sistema pode ser visto na figura 3.15.

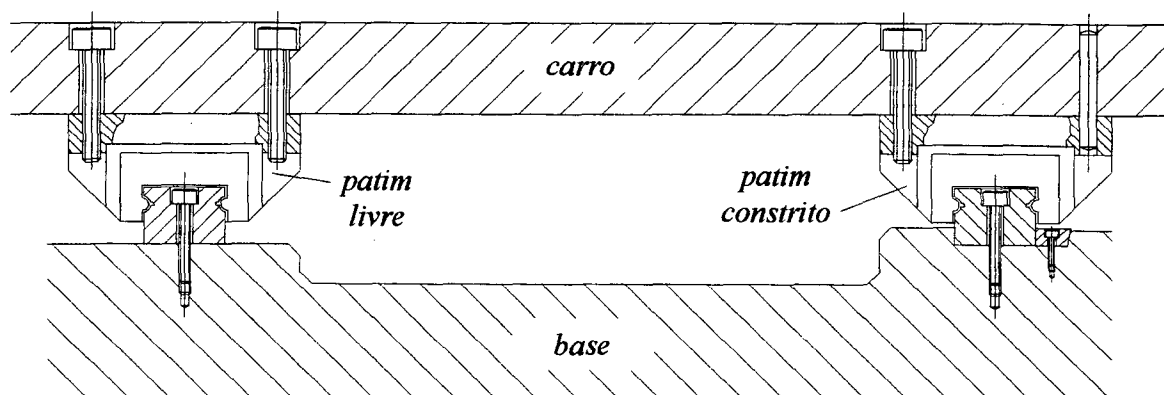


Figura 3.15 - Montagem de patins de esferas fixo-livre.

O uso de esferas recirculantes faz com que haja em instantes alternados (n) e ($n+1$) esferas sob ação da carga, o que baixa a precisão de posicionamento. Porém, tal efeito é compatível com os requisitos de precisão estabelecidos para o sistema.

Como as forças de usinagem não são elevadas, a maior carga aplicada sobre as guias se deve ao peso do sistema movido. Com exceção do eixo Y, a força aplicada sobre os patins é preponderantemente vertical. A vida-útil das guias dimensionadas para o sistema é maior que 20 anos (não considerando desgaste devido a penetração de impurezas nas guias).

Quanto à lubrificação, optou-se pelo uso de graxa NBU 15 [fabricante: Klüber do Brasil] devido à não necessidade de instalação de bombas, condutores e captadores de óleo. Além disso, no eixo Y os patins são montados em posição lateral, o que faria com que o óleo bombeado para estes patins caísse por gravidade lubrificando apenas a pista inferior. Como a pista superior trabalharia a seco, haveria considerável limitação na vida útil da guia.

3.5.2 - Acionamentos:

Para o acionamento dos eixos deu-se a preferência ao uso de fusos de esferas recirculantes. As principais vantagens deste tipo de acionamento são as seguintes:

- Por meio do uso de pré-carga tem-se elevada rigidez mecânica (baixas folgas e elasticidade) e alta capacidade de carga;
- Na transformação do movimento rotativo/translativo, o passo representa um fator de redução que diminui a inércia refletida sobre o servomotor;
- Disponibilidade de muitos modelos com diferentes diâmetros, passos, graus de precisão e configurações de castanha.

Devido à característica de velocidade elevada de usinagem, o critério de dimensionamento dos acionamentos foi o tempo de aceleração (Stute e cols., 1983), o qual é bastante conservativo. No caso em estudo se fazem necessárias acelerações na faixa de 0,8 a 3,5 m/s², superiores aos usuais 0,8 a 1,5 m/s² utilizados em máquinas CNC's para usinagem de metais (Stute e cols., 1983; Younkin, 1990). Como os tempos de rampa nos trapézios de velocidade serão sempre superiores a 300 ms, optou-se por um tempo de rampa de 100 ms (Stute e cols., 1983).

Para dimensionamento de acionamentos com fuso de esferas e polias sincronizadoras, foi utilizado um programa dedicado, realizado no ambiente do MatLab 4.0 for Windows [referência 61]. O seu fluxograma pode ser visto no apêndice B.

3.5.2.1 - Acionamento do Eixo Z:

O eixo Z, de acionamento vertical da ferramenta, é implementado por meio de um fuso de esferas com mancais engastado-livre. Pelo critério de velocidade crítica, este fuso poderia ter um diâmetro pequeno, porém, a operação em balanço e as flutuações de carga devido ao sentido contrário de aplicação das forças peso e de usinagem, tornam necessário o seu superdimensionamento. Com a presença de uma carga preponderantemente inercial, os ganhos de malha são elevados, fazendo com que esta malha tenha boa rigidez às perturbações.

No acionamento do eixo Z foram adotados os seguintes componentes:

1. Servomotor:

Tipo brushless de perfil trapezoidal - freio incorporado

Torque nominal: $T_n = 0,68 \text{ Nm}$

Torque dinâmico considerado: $4.T_n = 2,72 \text{ Nm}$

Velocidade nominal: 8000 rpm (limitada por software para 6000 rpm devido à velocidade limite do redutor)

Momento de inércia (c/tacogerador): $J_m = 3,7 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$

Constante de Torque: $0,42 \text{ Nm/A}$

Resistência: $14 \text{ } \Omega$

Indutância: 18 mH

2. Redutor:

Tipo planetário de alta precisão.

Fator de redução: $i = 5,5$

Torque máximo de saída: 3 Nm - c/ posição de montagem vertical e eixo de saída para baixo, este torque pode ser admitido em operação contínua.

Máxima velocidade de entrada: 6000 rpm

Momento de inércia: $J_{red} = 5,5 \times 10^{-7} \text{ kg.m}^2$

Rendimento de engrenamento: $\eta_e = 0,92$

Vida útil de serviço: $L_h > 15000 \text{ h}$

Rigidez torcional: $0,5 \text{ Nm/arcmin}$

Figura de Histerese do redutor:

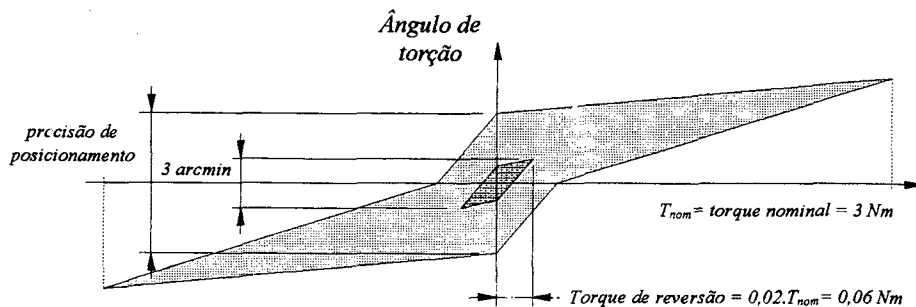


Figura 3.16 - Figura de histerese do redutor planetário do eixo Z.

3. Fuso de esferas:

$\varnothing 32 \text{ mm}$ - passo: $p = 5 \text{ mm}$

Eficiência $\cong \eta_f = 0,9$

Momento de inércia: $J_f = 5,94 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Montagem engastado-livre.

Classe de Precisão: C5 - Desvio Médio para o curso: $30 \mu\text{m}$

Variação da trajetória: $23 \mu\text{m}$.

4. Mancal do fuso:

Conjunto caixa/rolamentos de contato angular de alta precisão.

Rigidez axial: $1000 \text{ N}/\mu\text{m}$

5. Guias: Patins de esferas recirculantes com pré-carga elevada
coeficiente de atrito considerado: $\mu = 0,01$ (Leal & Back).

6. Massa transladada: aproximadamente 95 kg

7. Forças de usinagem consideradas: - Axial: $F_{au} = 750 \text{ N}$
- Radial: $F_{ru} = 1250 \text{ N}$

8. Velocidade de Avanço Rápido: $V_{ar} = 5,45 \text{ m/min}$

9. Velocidade Mínima de Avanço (30 rpm):

$V_{min} = 0,0273 \text{ m/min} = 0,45 \text{ mm/s}$

10. Tempo de Aceleração desejado: $t_r \leq 0,1 \text{ s}$

11. Aceleração: Baseado no tempo de aceleração e na velocidade
máxima de avanço: $a = 0,91 \text{ m/s}^2$

3.5.2.1.1 - Equacionamento:

Como pode ser visto na 3.17, há duas situações de acionamento, ditadas pelas direções das forças peso e de avanço do fuso:

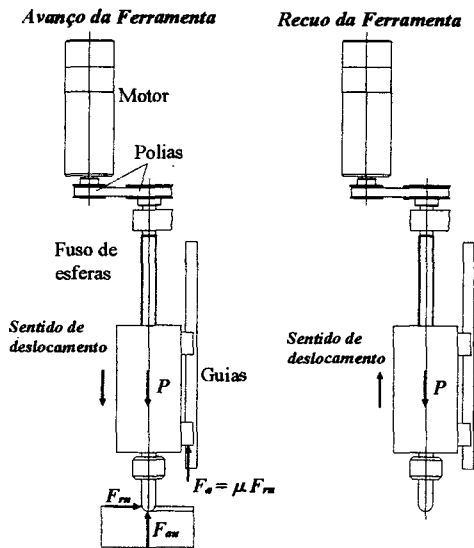


Figura 3.17 - Eixo Z acionado por fuso.

a) Torque solicitado ao servomotor para o avanço da ferramenta:

$$T_m = \frac{1}{i \cdot \eta_e} \left[(F_a + F_{au} + M a - P) \cdot \left(\frac{p}{2\pi \cdot \eta_f} \right) \right] + \left(\frac{J_f}{i} + J_{red} + J_m \right) \cdot \frac{2\pi \cdot a}{i \cdot p} \tag{3.1}$$

Em regime permanente:

$$T_p = \frac{F_a + F_{au} - P}{i \cdot \eta_e} \cdot \left(\frac{p}{2\pi \cdot \eta_f} \right) \tag{3.2}$$

a) Torque solicitado ao servomotor para recuo da ferramenta:

$$T_m = \frac{1}{i \cdot \eta_e} \left[(M a + P) \cdot \left(\frac{p}{2\pi \cdot \eta_f} \right) \right] + \left(\frac{J_f}{i} + J_{red} + J_m \right) \cdot \frac{2\pi \cdot a}{i \cdot p} \tag{3.3}$$

Em regime permanente:

$$T_p = \frac{P}{i \cdot \eta_e} \cdot \left(\frac{p}{2\pi \cdot \eta_f} \right) \tag{3.4}$$

Aplicando-se os dados fornecidos se obtém:

Situação Torque	Torque total	Regime Permanente
Avanço	0,016	-0,03
Recuo	0,21	0,16

Neste caso, o recuo se trata da situação mais critica.

3.5.2.1.2 - Tempo de Aceleração:

Através da inversão da equação (2.30) pode-se obter o valor de torque dinâmico necessário para o tempo de aceleração de carga estipulado. Para o caso temos:

- a) Inércia refletida sobre o servomotor: $J_{ref} = 2,22 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$
- b) Inércia própria do servomotor: $J_m = 3,7 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$
- c) Inércia total: $J_{tot} = J_{ref} + J_m = 5,92 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$

Portanto, para um tempo de aceleração de carga abaixo de 0,1 s, dentro da faixa de velocidades de servomotor de 0 a 6000 rpm, o torque dinâmico necessário é maior ou igual a 0,004 Nm. Por meio dos dados colocados anteriormente, observa-se que este valor é menor que o torque proporcionado pelo servomotor, o que garante tempos de resposta muito baixos.

3.5.2.1.3 - Rigidez e Frequência Natural do Sistema Fuso/carro:

- a) Rigidez do Fuso de Esferas:

Aplica-se a fórmula (2.27) para $d_{medio}=31\text{mm}$ e $l_m=0,68$.

$$K_{fuso} \approx 230 \text{ N}/\mu\text{m}$$

- b) Rigidez do Mancal: (Dados do fabricante)

$$2.K_{rol} = 1000 \text{ N}/\mu\text{m}$$

- c) Rigidez aproximada da Castanha: (Pré-carga tipo Z)

$$K_{castanha} \approx 700 \text{ N}/\mu\text{m}$$

- c) Rigidez do acoplamento da Castanha ao canhão:

$$K_{mesa/cast} \rightarrow \infty$$

- d) Rigidez total, obtida pela equação (2.26):

$$K_F = 147 \text{ N}/\mu\text{m}$$

- e) Frequência natural mecânica, obtida pela equação (2.25):

$$\omega_{mec} \cong 1245 \text{ rad/s} = 198 \text{ Hz.}$$

Os resultados obtidos são satisfatórios.

3.5.2.1.4 - Erros de Posicionamento:

Como visto na seção 2.6, malhas com medição indireta de posicionamento apresentam requisitos de rigidez elevados. Apesar disso, estes sistemas apresentam as vantagens da facilidade de instalação e isolamento, bem como uma maior controlabilidade.

O critério para a adoção ou não de um sistema de medição indireto é o erro de posicionamento final do carro ou ferramenta transladada. Este erro se deve a fatores como flexibilidade global do sistema, folga e flexibilidade do sistema de redução, incertezas nas guias e no fuso, e ainda, erros devido à diferenças de dilatação térmica. Há também, no caso de operação vertical, a flexibilidade do fuso de esferas sujeito à tração, quando este suporta uma carga não contrabalanceada. Se o erro global for menor do que o valor de incerteza de posicionamento estipulado, então um sistema de medição indireto pode ser utilizado sem problemas.

Em nosso caso, devido ao superdimensionamento do fuso e ao uso de castanha pré-carregada, temos uma elevada rigidez global e um alongamento à tração muito baixo. Portanto, o erro devido a estes fatores pode ser desconsiderado.

O redutor apresenta uma histerese de 3 arcmin, para eixo de entrada bloqueado, e um torque aplicado no eixo de saída de 0,06 Nm. Este torque é maior do que o solicitado para a aceleração da carga ($T_{\text{dinamico}} \times i = 0,004 \times 5,5 = 0,022$ Nm). Isto significa que o erro de reversão do redutor não será maior do que 3 arcmin. Isto representa, em termos de posicionamento final da ferramenta, um erro menor do que 0,7 μm .

As incertezas nas guias e fuso, por sua natureza estática, podem ser compensadas por meio de software. O mapeamento dos erros de posicionamento de um eixo de máquina-ferramenta é relativamente simples, representando um meio seguro de aumento da precisão do posicionador (Dalla Valentina, 1985).

Os erros devido à variação térmica se devem ao alongamento do fuso de esferas quando este recebe o calor proveniente do servomotor e redutor. Este erro é somado à incerteza de posicionamento do fuso, haja vista que um aumento

de temperatura de 1°C provocará um alongamento de $6\text{ }\mu\text{m}$ no fuso do eixo Z ($\pm 500\text{mm}$ de comprimento). Por este motivo o erro devido à dilatação térmica é chamado de quase-estático e o seu modelamento para compensação via software é complicado, pois depende de vários fatores, entre estes o regime de trabalho e o comportamento térmico da estrutura. É usual pré-tensionar o fuso para compensação do alongamento devido a um aumento de temperatura de 2 ou 3°C (NSK,1995), porém, em nosso caso, como o fuso é montado em configuração fixo-livre, esta pré-tensão não pode ser obtida.

Deste modo considerando-se todos os erros estáticos do posicionador do eixo Z, é perfeitamente possível utilizar medição indireta de posicionamento. Por outro lado, um transdutor de medição direta proporcionaria um menor erro quando do alongamento do fuso devido à dilatação térmica. Diante deste impasse, dois critérios pesaram em favor do uso de um transdutor de medição indireta:

- a) Regime de trabalho: o eixo Z apresenta picos de corrente apenas nos movimentos de posicionamento em avanço rápido da ferramenta. Nestes casos, os trapézios de velocidade permitirão acelerações suaves. Já durante a usinagem, na grande maioria dos casos, o movimento do eixo Z é muito pequeno ou nulo.
- b) O grau de proteção à entrada de impurezas é muito maior nos transdutores de medição indireta.

3.5.2.1.5 - Malha de Velocidade Não-controlada:

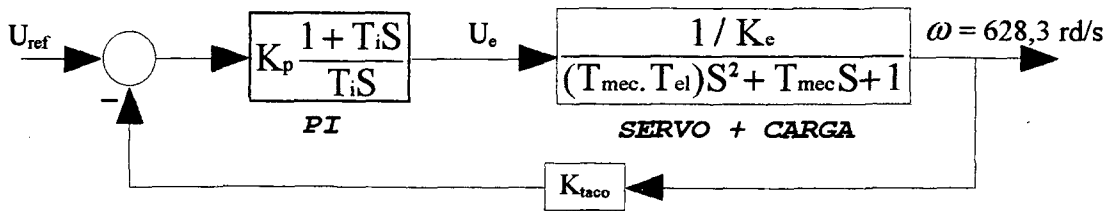
- a) Constante de Tempo Mecânica - equação (2.9): $T_{\text{mec}} = 4,7\text{ ms}$
- b) Constante de Tempo Elétrica - equação (2.10): $T_{\text{el}} = 1,3\text{ ms}$
- c) Frequência natural, segundo equação (2.11): $\omega_v^* \cong 407\text{ rad/s}$
- d) Amortecimento, segundo equação (2.12): $D_v^* = 0,95$

Observa-se que o comportamento da malha de velocidade não controlada apresenta um amortecimento maior do que o desejado ($D_v \approx 0,5$), porém uma elevada frequência natural.

3.5.2.1.6 - Malha de Velocidade com Controlador:

Apesar do servomotor escolhido para o acionamento deste fuso ser do tipo brushless, para efeitos de simplificação de simulação do comportamento da malha, o modelamento é feito com os dados fornecidos pelo fabricante aplicados a uma malha de servomotor CC. Esta é uma prática usual quando não se deseja uma precisão de simulação elevada, mas apenas resultados que possam dar subsídios para a confirmação ou não de parâmetros como inércia, fator de redução e frequência nominal obtida.

A malha de velocidade com o controlador PI pode ser vista na figura 3.18:



onde: K_{taco} = Ganho do tacogerador [Vs/rad]
 K_p = Ganho proporcional do controlador [V/V]
 T_i = Tempo de integração [s]

Figura 3.18 - Malha de Velocidade Controlada.

A função de transferência da malha fechada é vista abaixo, na equação (3.5):

$$FT = \frac{K_p(1 + T_i s)}{(T_{mec} \cdot T_{el} \cdot T_i \cdot K_e) s^3 + (T_{mec} \cdot T_i \cdot K_e) s^2 + [(K_e + K_p \cdot K_{taco}) \cdot T_i] s + K_p \cdot K_{taco}} \quad (3.5)$$

$$FT = \frac{K(1 + T_i s)}{(1 + T_i s) \left(\frac{1}{\omega^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega} s + 1 \right)} \quad (3.5a)$$

Há três frequências de corte, quais sejam: $1/T_i$, $1/T_1$ e ω , sendo estas duas últimas, funções dos vários parâmetros mostrados na figura 3.18.

A resposta no tempo, obtida por simulação no software Vissim, para um ganho $K_p = 25 \text{ V/V}$ e $T_i = 2,5 \text{ ms}$, pode ser vista na figura 3.19. Para um amortecimento em torno de 0,5, a frequência nominal da malha é de aproximadamente 410 rad/s. O tempo de estabilização completa é pouco menor que 40 ms.

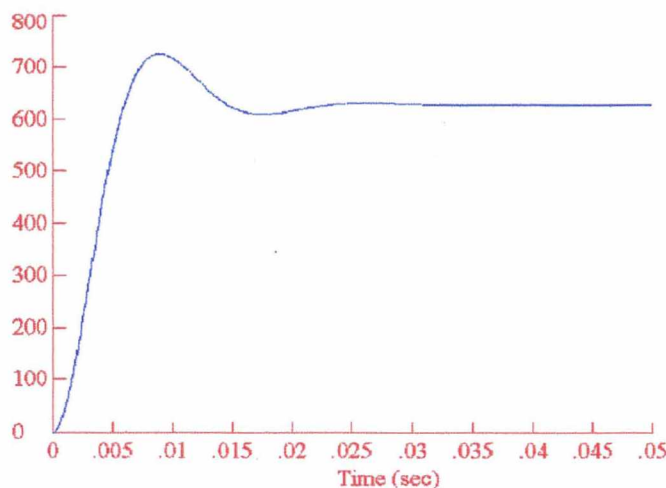


Figura 3.19 - Resposta no tempo da malha de velocidade para $K_p = 25 \text{ V/V}$ e $T_i = 2,5 \text{ ms}$.

Com os resultados obtidos para esta malha, a frequência natural mecânica é aproximadamente 3 vezes a frequência nominal da malha de velocidade. Portanto, mesmo com o superdimensionamento do fuso de esferas, a adoção de um elevado fator de redução e de um servomotor de alta dinâmica proporcionou uma resposta muito boa.

3.5.2.2 - Acionamento do Eixo Y:

Para o eixo Y optou-se pelo uso de um fuso de esferas com mancais constritos. Uma alternativa poderia ser a utilização de polias sincronizadoras com a correia fixa pelas extremidades à torre do eixo Z. A diferença entre estes dois tipos de acionamento está na configuração do pórtico. O fuso de esferas deve ser montado sobre uma linha central em relação às guias, portanto deve ser utilizado um carro e uma montagem lateral da torre do eixo Z, conforme pode ser visto na figura 3,20(a).

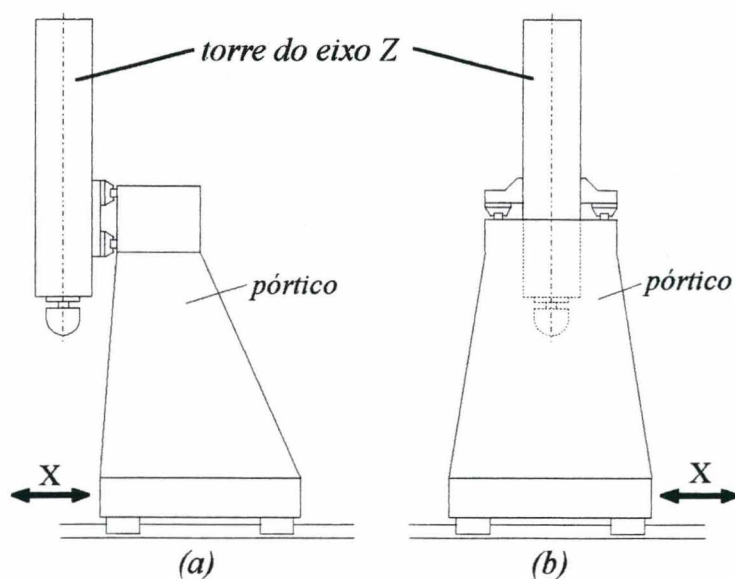


Figura 3.20 (a) - Configuração p/ fuso de esferas (acionamento lateral).

(b) - Configuração p/ correia sincronizadora (acion. central).

Esta montagem lateral apresenta os seguintes pontos negativos:

- o momento sobre o pórtico, o qual deve ser suportado pelos patins inferiores (do eixo X);
- a montagem lateral dos patins do eixo Y, o que ocasiona menor vida útil devido à menor capacidade de carga e dificuldade de lubrificação.

Já o uso de acionamento por correia permite que ambas as guias dos eixos X e Y tenham vida útil maior, devido à montagem centralizada da torre do eixo Z em relação ao pórtico, como pode ser visto na figura 3.20(b). As desvantagens do uso de correia estão na sua baixa rigidez e necessidade de alto fator de redução.

Apesar das forças de usinagem e velocidade de avanço do eixo Y não serem elevadas, proporcionando uma possibilidade real do uso de um acionamento de baixa rigidez, a impossibilidade de montagem de dois protótipos diferentes para comparação dos desempenhos obrigou à adoção da solução mais confiável, ou seja, o fuso de esferas.

No acionamento do eixo Y foram adotados os seguintes componentes:

1. Servomotor:

Tipo brushless de perfil trapezoidal - freio incorporado

Torque nominal: $T_n = 1,2 \text{ Nm}$

Torque dinâmico considerado: $4.T_n = 4,8 \text{ Nm}$

Velocidade nominal: 8000 rpm (limitada por software para 6000 rpm devido à velocidade limite do redutor)

Momento de inércia (c/tacogerador): $J_m = 6,2 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$

Constante de Torque: $K_t = 0,42 \text{ Nm/A}$

Resistência: $4,7 \Omega$

Indutância: $12,1 \text{ mH}$

2. Redutor:

Tipo planetário de alta precisão.

Fator de redução: $i = 5$

Torque máx. de saída: 8 Nm - c/ posição de montagem horizontal é admitido em operação contínua.

Máxima velocidade de entrada: 6000 rpm

Momento de Inércia: $J_{red} = 2,09 \times 10^{-6} \text{ kg.m}^2$

Rendimento de engrenamento: $\eta_e = 0,92$

Vida útil de serviço: $L_h > 15000 \text{ h}$

Rigidez torcional: $1,5 \text{ Nm/min}$

Figura de histerese do redutor:

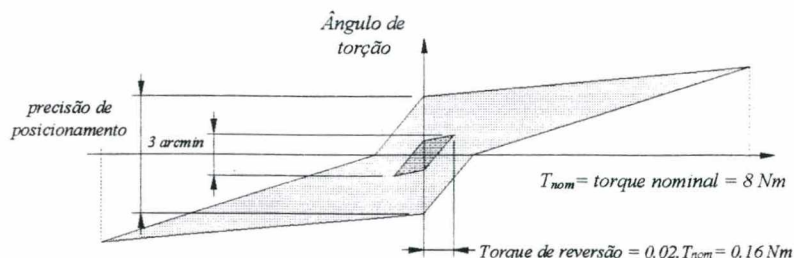


Figura 3.21 - Figura de histerese do redutor planetário do eixo Y.

3. Fuso de esferas:

\varnothing 32 mm - passo: $p = 10$ mm

Eficiência $\cong \eta_f = 0,94$

Momento de inércia: $J_f \approx 8 \times 10^{-4}$ kg.m²

Montagem de mancais constritos com pré-carga equivalente à dilatação térmica de 2°C.

Classe de Precisão: C5 - Desvio Médio para o curso: 30μm

Variação da trajetória: 23μm.

4. Mancais do fuso:

Dois conjuntos de caixa e rolamentos de contato angular de alta precisão.

Rigidez axial: 1000 N/μm

5. Guias: Patins de esferas recirculantes pré-carregados

coeficiente de atrito considerado: $\mu = 0,005$ (Leal & Back)

6. Massa transladada: aproximadamente 310 kg

7. Forças de usinagem consideradas: - Axial: $F_{au} = 750$ N

- Radial: $F_{ru} = 1250$ N

8. Velocidade de Avanço Rápido: $V_{ar} = 12$ m/min9. Velocidade Mínima de Avanço ($n_{servo} = 30$ rpm):

$V_{min} = 0,06$ m/min = 1 mm/s

10. Tempo de Aceleração desejado: $t_r \leq 0,1$ s

11. Aceleração: Baseado no tempo de aceleração e na velocidade

máxima de avanço: $a = 2$ m/s²

3.5.2.2.1 - Tempo de Aceleração:

Por meio da inversão da equação (2.30) pode-se obter o valor de torque dinâmico necessário para o tempo de aceleração de carga estipulado. Para o caso temos:

- a) Inércia refletida sobre o servomotor: $J_{ref} = 6,55 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$
- b) Inércia própria do servomotor: $J_m = 6,2 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$
- c) Inércia total: $J_{tot} = J_{ref} + J_m = 1,275 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Portanto, para um tempo de aceleração de carga abaixo de 0,1 s, dentro da faixa de velocidades de 0 a 6000 rpm, o torque dinâmico proporcionado pelo servomotor deve ser maior ou igual a 0,8 Nm. Por meio dos dados colocados anteriormente, observa-se que este valor é menor que o torque proporcionado pelo servomotor, o que garante tempos de resposta muito baixos.

3.5.2.2.2 - Rigidez e Frequência Natural do Sistema Fuso/Carro:

- a) Rigidez do Fuso de Esferas:

Fórmula (2.27) para $d_{medio}=31\text{mm}$ e $l_m=0,89 \Rightarrow K_{fuso} \approx 170 \text{ N}/\mu\text{m}$

- b) Rigidez do Mancal: (Dados do fabricante)

$$2.K_{rol} = 1000 \text{ N}/\mu\text{m}$$

- c) Rigidez aproximada da Castanha: (Pré-carga tipo Z)

$$K_{castanha} \approx 700 \text{ N}/\mu\text{m}$$

- c) Rigidez do acoplamento da Castanha à torre:

$$K_{mesa/cast} \rightarrow \infty$$

- d) Rigidez total, obtida pela equação (2.26); $a=2, b=4$:

$$K_F = 256 \text{ N}/\mu\text{m}$$

- e) Frequência natural mecânica, obtida pela equação (2.25):

$$\omega_{mec} \cong 909 \text{ rad/s} = 145 \text{ Hz.}$$

Os resultados obtidos são satisfatórios.

3.5.2.2.3 - Erros de Posicionamento:

As mesmas considerações feitas na seção 3.5.2.1.4 são analisadas aqui. O uso de mancais constritos no fuso proporciona uma elevada rigidez global e um alongamento à tração muito baixo. Portanto, o erro devido a estes fatores pode ser desconsiderado.

O redutor apresenta uma histerese de 3 arcmin, para eixo de entrada bloqueado, e um torque aplicado no eixo de saída de 0,16 Nm. Este torque é menor do que o solicitado para a aceleração da carga ($T_{\text{dinamico}} \times i = 0,8 \times 5 = 4 \text{ Nm}$). Isto significa que o erro de reversão máximo do redutor será em torno de 6 arcmin. Isto representa, em termos de posicionamento final da ferramenta, um erro menor do que 3 μm .

As incertezas nas guias e fuso serão compensadas por meio de software, enquanto que os erros devido à variação térmica serão compensados, em parte, pela pré-tensão do fuso para um alongamento de 2°C (NSK, 1995).

Deste modo, considerando-se ainda o grau de proteção dos transdutores de medição indireta, este tipo de sistema de medição é o mais indicado para o acionamento do eixo Y.

3.5.2.2.4 - Malha de Velocidade Não-controlada:

- a) Constante de Tempo Mecânica - equação (2.9): $T_{\text{mec}} = 3,4 \text{ ms}$
- b) Constante de Tempo Elétrica - equação (2.10): $T_{\text{el}} = 2,6 \text{ ms}$
- c) Freqüência nominal, segundo equação (2.11): $\omega_v^* \cong 338 \text{ rad/s}$
- d) Amortecimento, segundo equação (2.12): $D_v^* = 0,57$

Observa-se que a presença de uma baixa resistência do circuito de alimentação do servomotor e uma baixa inércia global, proporcionam constantes de tempo mecânica e elétrica muito próximas. Com isto, a freqüência natural obtida é elevada e o amortecimento está próximo do valor desejado de 0,5.

3.5.2.2.5 - Malha de Velocidade com Controlador:

Para o acionamento do eixo Y foram considerados os seguintes parâmetros:

$$K_p = 25 \text{ V/V} \quad K_{taco} = 0,0159 \text{ Vs/rad} \quad T_i = 0,0035 \text{ s}$$

U_{ref} = entrada em degrau de 10 V.

A resposta no tempo pode ser vista na figura 3.22:

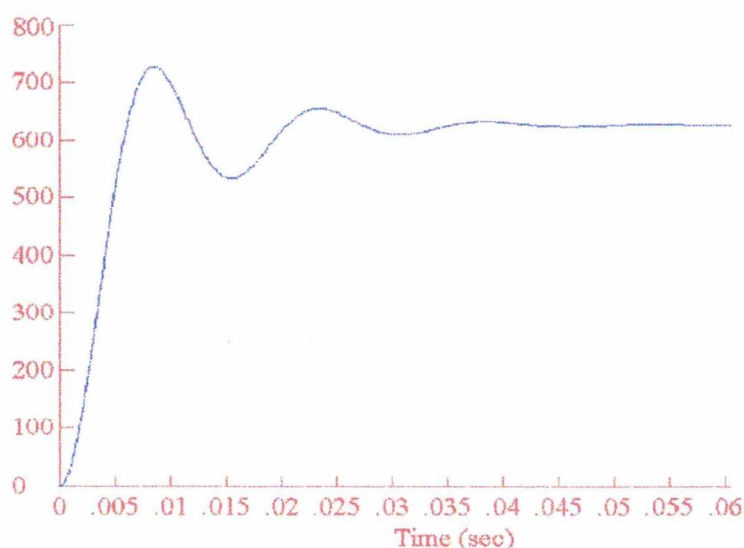


Figura 3.22 - Resposta no tempo para o eixo Y.

Para um amortecimento em torno de 0,5, a frequência nominal da malha é de aproximadamente 510 rad/s. O tempo de estabilização completa é pouco menor que 60 ms.

Com os resultados obtidos para esta malha, a frequência natural mecânica é aproximadamente 2 vezes a frequência nominal da malha de velocidade. Novamente se observa que a adoção de um elevado fator de redução e de um servomotor de alta dinâmica proporcionou uma resposta muito boa.

3.5.2.3 - Acionamento do Eixo X:

Como dito no item 3.5.1, o servomotor de acionamento do eixo X deve ser do tipo CC brushless devido à menor geração de calor e à melhor dissipação térmica. O uso de um servomotor CA Assíncrono foi descartado devido ao maior custo do controlador vetorial.

Ao contrário dos acionamentos anteriores, o comprimento livre do fuso se trata de um fator limitante. O uso de dupla castanha para obtenção de uma elevada pré-carga faz com que esta castanha seja relativamente longa. Este fato, em conjunto com o diâmetro máximo da ferramenta (estipulado em 100 mm), bem como as distâncias de segurança para desaceleração do anel/pórtico em caso de parada por fim-de-curso eletrônico, fazem com que a distância entre apoios seja próxima a 4m. Para este caso, por meio do critério de rigidez mecânica, estipulou-se um fuso de diâmetro nominal 63mm acionado pela castanha. É importante notar que o acionamento da castanha confere a possibilidade de mancalizar o fuso de forma mais rígida, conferindo-lhe maior rigidez e velocidade crítica, porém o conjunto de acionamento da castanha pode vir a ter uma inércia maior do que o próprio fuso devido aos grandes diâmetros dos componentes metálicos e rolamentos, os quais não devem ser montados diretamente sobre a castanha. Isto pode ser melhor avaliado por meio dos dados expostos na figura 3.23.

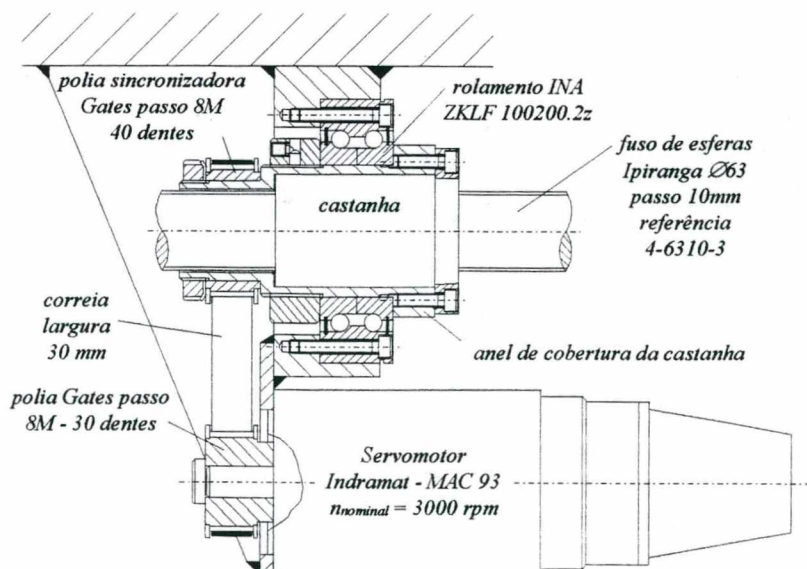


Figura 3.23 - Acionamento com castanha movida para o eixo X.

Além disso, a montagem com castanha acionada obriga ao uso de uma redução por correia e polias sincronizadoras, as quais limitam a velocidade do servomotor e apresentam uma inércia relativamente grande.

Os dados referentes à castanha são dados a seguir:

1. Momento de inércia do 'Anel de cobertura da castanha':

$$J_1 = 1,05 \times 10^{-2} \text{ kg.m}^2$$

2. Momento de inércia do anel interno do rolamento INA:

$$J_2 = 7,87 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

3. Momento de inércia da porca de retenção do rolamento:

$$J_3 = 8,33 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

4. Momento de inércia da polia de 40 dentes e porca de trava:

$$J_4 = 3,07 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

5. Momento de inércia estimado para a castanha:

$$J_5 = 6,5 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

6. Momento de inércia total do conjunto acionado:

$$J_{t1} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 = 3,63 \times 10^{-2} \text{ kg.m}^2$$

7. Momento de inércia da polia de 30 dentes:

$$J_7 = 1,065 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

8. Massa transladada: $M = 1200 \text{ kg}$

9. Momento de inércia refletido sobre o servomotor:

$$J_{\text{ref}} = J_7 + \frac{1}{i^2} \left[J_{t1} + M \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 \right] = 2,32 \times 10^{-2} \text{ kg.m}^2$$

Observa-se que o valor de inércia refletida sobre o servomotor é muito elevado. Para que os tempos de resposta sejam baixos, o servomotor de acionamento deve proporcionar um torque de aceleração acima de 40 Nm. Por outro lado, durante o regime permanente a solicitação baixa para valores menores que 2 Nm. Neste regime de trabalho, tanto o servomotor como as polias e correia, dimensionados para suportar a solicitação em transiente, estarão super-dimensionados para o regime permanente.

Diante destes problemas, fica evidente que outros tipos de acionamento devem ser avaliados para o eixo X. Os acionamentos lineares usuais em máquinas-ferramenta são os seguintes:

- Servomotor linear:

O uso de servomotores lineares em máquinas-ferramenta para madeira apresenta as seguintes vantagens: simplicidade de montagem e capacidade de atingir altas velocidades de avanço com elevada precisão. Por outro lado, seu custo ainda é proibitivo para aplicações onde as correntes são elevadas, ou seja, na presença de altos esforços de usinagem ou elevadas inércias aceleradas. Nestes acionamentos, ao contrário do que ocorre nos fusos, onde a própria conversão de movimento translativo em rotativo representa um fator de redução; toda a inércia da mesa ou ferramenta movida se reflete diretamente sobre o motor. Devido a este motivo, a faixa de aplicação dos servomotores lineares é limitada ainda a posicionadores de alta-precisão ou em casos de baixos esforços de usinagem e de aceleração.

- Roda de Atrito:

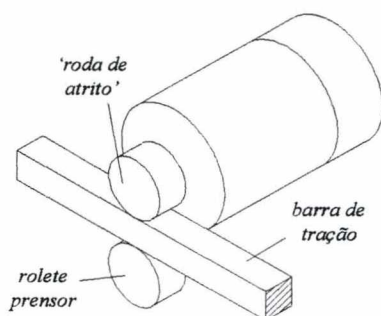


Figura 3.24 - Acionamento por meio de roda de atrito.

Este tipo de sistema é bastante utilizado em retificadoras e máquinas de alta precisão, apresentando como vantagens a simplicidade de montagem e a presença de baixas folgas e elasticidade. Por outro lado apresenta grandes limitantes para a aplicação em nosso caso, quais sejam, baixa capacidade de tração, baixo amortecimento, baixa rigidez e alta sensibilidade à presença de impurezas na barra. Além disso, deve haver um elevado grau de acabamento entre as superfícies dos rolos e barra.

Devido às suas características próprias, este tipo de acionamento é utilizado em aplicações de alta precisão com baixas forças de usinagem, evitando-se o uso de redutores e, conseqüentemente, todos os problemas relacionados a folgas e elasticidade dos componentes mecânicos.

Uma variante do sistema acima se trata de uma polia que aciona por atrito um cabo de aço que a abraça. Ao girar o rolete, o cabo movimenta a mesa de trabalho. Apesar da simplicidade de montagem, este sistema apresenta o mesmo problema do acionamento por polias e correia sincronizadora discutido na seção 3.5.2.2, ou seja, uma rigidez global muito baixa.

• **Pinhão-cremalheira:**

Este sistema é muito utilizado em grandes centros de usinagem, onde o uso de fuso se torna proibitivo pela elevada distância entre apoios. Esta faixa de aplicação se deve ao fato de que, teoricamente, um posicionador de comprimento infinito pode ser obtido apenas acoplando-se cremalheiras sucessivas. A inércia sobre o servomotor é a mesma, qualquer que seja o comprimento de trabalho. Além disso o custo de aquisição e instalação de pinhão e cremalheiras de alta precisão não é elevado.

No caso em estudo, o sistema pinhão/cremalheira apresentaria as seguintes características, conforme a figura 3.25.

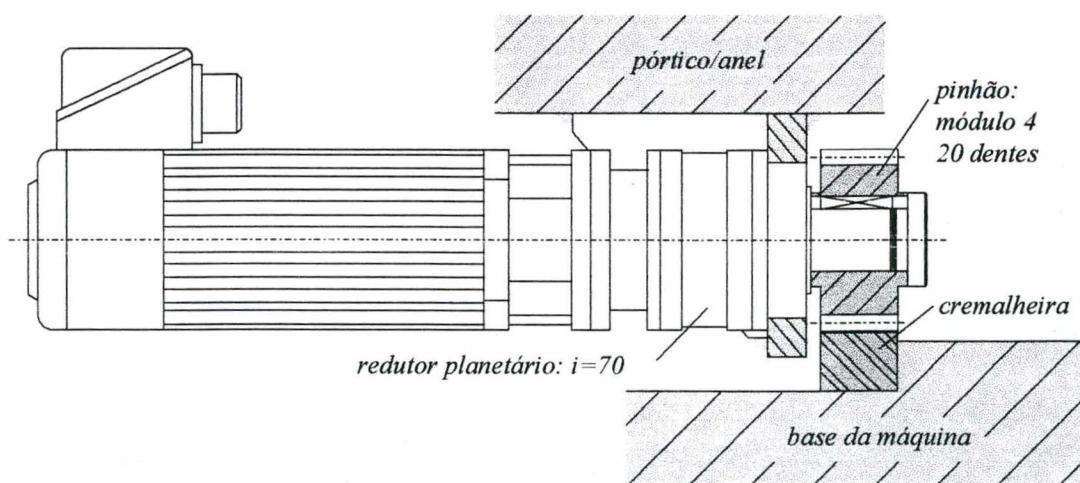


Figura 3.25 - Acionamento por pinhão e cremalheira.

Neste caso temos:

1. Dados do pinhão:

Módulo 4mm - 20 dentes - helicoidal

Raio primitivo: $R_p = 42,44 \text{ mm}$

Inércia aproximada: $J_p = 2,9 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$

2. Dados do redutor: $i = 70$

Inércia: $J_{\text{red}} = 6,3 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$

(OBS: os dados do fabricante são para um redutor da mesma família, com $i = 25$. Com certeza a inércia do redutor para o caso é bem menor do que a indicada.)

3. Massa transladada: $M \approx 1200 \text{ kg}$

4. Inércia total sobre o servomotor:

$$J_{\text{ref}} = J_{\text{red}} + \frac{1}{i^2} (J_p + MR_p^2) = 5,04 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Portanto, usando-se um acionamento com pinhão e cremalheira, a inércia total sobre o servomotor é 46 vezes menor do que utilizando-se o fuso da figura 3.23. Isto também se deve à possibilidade de adoção de um fator de redução elevado (Alpha, Cat. Técnico, 1996), em conjunto com um servomotor de alta velocidade nominal. No caso em estudo, com um servomotor bushless de velocidade nominal de 6000 rpm, obtem-se uma faixa de velocidades de avanço entre 0,1 e 22,9 m/min.

O acionamento por pinhão e cremalheira apresenta ainda grande capacidade de carga, podendo, em caso de dimensionamento adequado, apresentar elevada frequência natural mecânica. Segundo dados do fornecedor, o pinhão helicoidal da figura acima, em aço 16MnCr5, temperado e retificado, em conjunto com uma cremalheira semelhante, em condições ideais de mancalização e lubrificação, suporta um torque de frenagem máximo de 1070 Nm (velocidade inicial=1,5 m/s).

Pelas características dos acionamentos colocados acima, observ-se que o único que apresenta a capacidade de carga necessária para a aceleração do pórtico/anel, no comprimento útil de trabalho de 3000 mm, é o sistema pinhão/cremalheira.

Neste tipo de acionamento, a carga sobre o servomotor apresenta características senoidais, devido à transição entre os dentes do pinhão e cremalheira, o que é minimizado através do uso de dentes helicoidais.

Os erros estáticos de posicionamento são minimizados através da utilização de engrenagens temperadas e retificadas de alta precisão, bem como o mapeamento destes erros para correção por software.

Porém, como visto na seção 2.5.1, o maior problema relacionado a este tipo de acionamento está na flexibilidade do eixo do pinhão e dos dentes do par pinhão/cremalheira. Para minimizar este problema, é utilizado um segundo sistema motor/redutor/pinhão, de tal modo que o acionamento num sentido de deslocamento seja feito por um motor, e o acionamento no sentido contrário seja feito pelo segundo motor. O motor acionado em cada movimento tem função de manter o par pinhão/cremalheira pré-tensionado, por meio de um torque de valor pré-estabelecido. Durante os períodos de eixo parado ambos os servomotores devem fornecer o mesmo torque (Stute e cols., 1983).

Apesar do uso de dois pinhões causar um aumento da carga inercial sobre os servomotores, a rigidez global torna-se elevada, possibilitando a utilização de um sistema indireto de medição de posição.

Portanto, o eixo X será acionado por um sistema de duplo pinhão e cremalheira, como pode ser visto na figura 3.26.

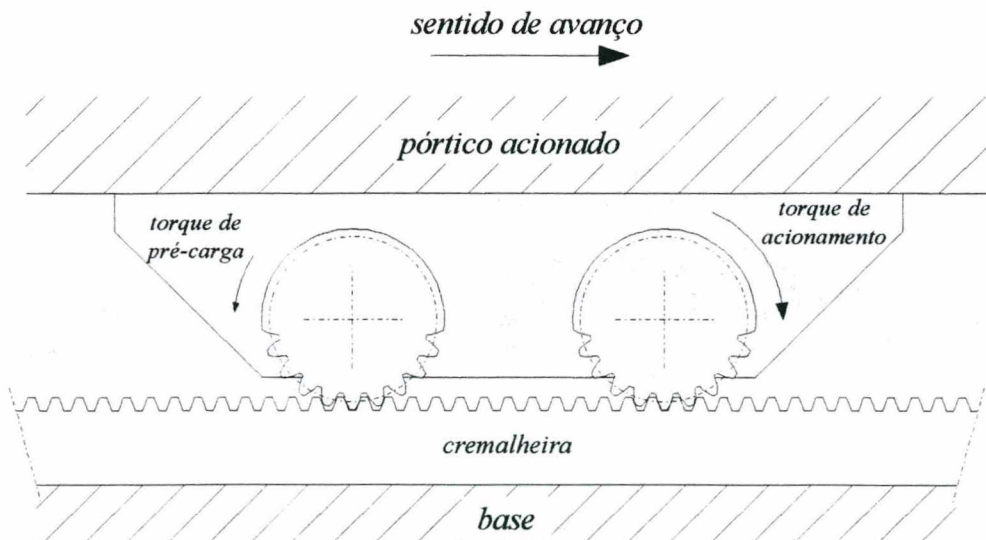


Figura 3.26 - Acionamento com dois pinhões para o eixo X.

Os dados finais referentes a este eixo são colocados a seguir:

1. Servomotor:

Tipo brushless de perfil trapezoidal - freio incorporado

Torque nominal: $T_n = 4,5 \text{ Nm}$

Torque dinâmico considerado: $4.T_n = 18 \text{ Nm}$

Velocidade nominal: 6000 rpm

Momento de inércia (c/tacogerador): $J_m = 2,8 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Constante de torque: $K_t = 0,84 \text{ Nm/A}$

Resistência: $3,5 \Omega$

Indutância: 24 mH

2. Redutor:

Tipo planetário de alta precisão.

Fator de redução: $i = 70$

Torque máximo de saída: 80 Nm

Máxima velocidade de entrada: 6000 rpm

Momento de inércia considerado: $J_{red} = 6,3 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$

Rendimento de engrenamento: $\eta_e = 90$

Rigidez torcional: 16 Nm/min

Figura de histerese: 1 min para eixo de entrada bloqueado e torque de 1,6 Nm aplicado à saída

3. Pinhão e cremalheira:

módulo 4 - dentes helicoidais retificados

pinhão: 20 dentes

Raio primitivo: $R_p = 42,44 \text{ mm}$

Inércia aproximada: $J_p = 2,9 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$

Material: aço DIN 16MnCr5 - temperado

cremalheira: 75 dentes

comprimento: 1000 mm

material: aço DIN 16MnCr5 - têmpera superficial nos dentes

Torque máximo admissível p/ o par pinhão cremalheira (condições normais de lubrificação e suporte do pinhão):

$T_{adm} = 1070 \text{ Nm}$

4. Guias: Patins de esferas recirculantes pré-carregados

coeficiente de atrito considerado: $\mu = 0,005$ (Leal & Back)

5. Massa transladada: $\approx 1200 \text{ kg}$

6. Forças de usinagem consideradas: - Axial: $F_{au} = 750 \text{ N}$
 - Radial: $F_{ru} = 1250 \text{ N}$
7. Velocidade de Avanço Rápido: $V_{ar} = 22,86 \text{ m/min}$
8. Velocidade mínima de avanço ($n_{servo} = 30 \text{ rpm}$):
 $V_{min} = 0,11 \text{ m/min} = 1,9 \text{ mm/s}$
9. Tempo de aceleração desejado: $t_r \leq 0,1 \text{ s}$
10. Aceleração: Baseado no tempo de aceleração e na velocidade máxima de avanço: $a = 3,8 \text{ m/s}^2$

3.5.2.3.1 - Tempo de Aceleração:

Na seção anterior foi calculada a inércia do sistema para acionamento com um pinhão. Porém, como colocado anteriormente, no caso de acionamento com dois pinhões há uma nova inércia devido ao sistema de acionamento do segundo pinhão, ou seja:

$$J_{ref} = J_{red} + \frac{1}{i^2} (J_m + J_{red} + 2 \cdot J_p + M R_p^2) = 5,05 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

A inércia total do sistema é: $J_t = J_{mot} + J_{ref} = 7,85 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Pela inversão da equação (2.30), obtém-se o seguinte torque solicitado ao servomotor para um tempo de aceleração menor que 100 ms, dentro da faixa de 0 a 6000 rpm: $T_{din} = 4,93 \text{ Nm}$. Portanto, o servomotor proporciona tempos de aceleração baixos.

3.5.2.3.2 - Malha de Velocidade Não-controlada:

- a) Constante de Tempo Mecânica - equação (2.9): $T_{mec} = 3,89 \text{ ms}$
 b) Constante de Tempo Elétrica - equação (2.10): $T_{el} = 6,86 \text{ ms}$
 c) Frequência nominal, segundo equação (2.11): $\omega_v^* \cong 193,5 \text{ rad/s}$
 d) Amortecimento, segundo equação (2.12): $D_v^* = 0,38$

Devido às próprias características do servomotor, observa-se que a frequência nominal obtida é menor do que nos eixos Y e Z e que o amortecimento está muito baixo.

3.5.2.3.3 - Malha de Velocidade com Controlador:

A resposta no tempo, obtida por simulação no software Vissim, para um ganho $K_p = 53 \text{ V/V}$ e $T_i = 8 \text{ ms}$, pode ser vista na figura 3.27. Para um amortecimento em torno de 0,5, a frequência nominal da malha é de aproximadamente 340 rad/s. O tempo de estabilização completa está em torno de 180 ms.

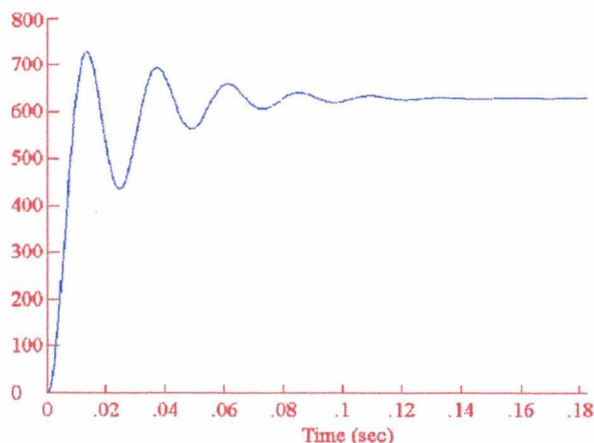


Figura 3.27 - Resposta no tempo da malha de velocidade p/ $K_p = 53 \text{ V/V}$ e $T_i = 8 \text{ ms}$.

3.5.3 - Mancais dos Fusos de Esferas:

Como os maiores requisitos relacionados a estes mancais são elevada rigidez e baixo atrito, para os eixos Y e Z do sistema optou-se pelo uso de mancais especiais para fusos de esferas, os quais se tratam de conjuntos de caixa e rolamentos pré-carregados fornecidos montados e lubrificados pelo fabricante, como visto na figura 3.28 (INA - doc. técnica, 1992; NSK doc. técnica, 1995).

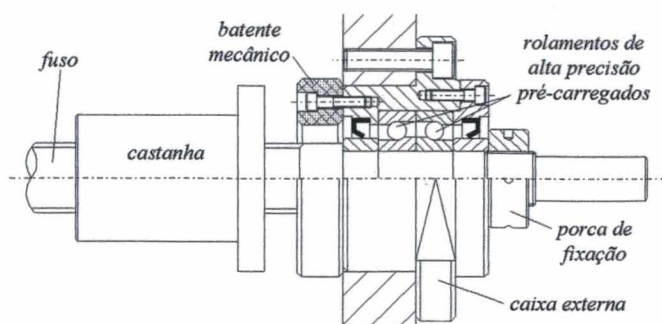


Figura 3.28 - Mancal especial para fuso de esferas.

Os mancais especiais para fusos de esferas têm como característica a elevada rigidez, a qual é obtida pela minimização das áreas de contato e/ou maior precisão dos componentes.

Como visto na seção anterior, a rigidez axial dos mancais dos eixos Y e Z, com rolamentos de contato angular de diâmetro interno 25 mm, é de aproximadamente 1000 N/ μ m. A diferença entre estes eixos está na configuração dos apoios: fixo-livre no eixo Z e fixo-fixo no eixo Y.

3.5.4 - Vedações:

Como estabelecido na seção 3.2.7, a vedação das guias se trata de um ponto crítico do sistema.

Diante disso, optou-se pelo uso de protetores sanfonados vincados com esticadores para evitar ondulações e embarrigamento durante os avanços rápidos (Leal & Back; Voiler/doc. téc., 1994). Para que o pó suspenso no ambiente não penetre nas guias e acionamentos haverá fornecimento de ar seco a baixa pressão nas cavidades. Mesmo que haja a deposição de algumas partículas de pó sobre as guias e acionamentos, estes possuem vedações próprias. Com estes procedimentos a elevada vida útil das guias e acionamentos está garantida.

3.5.5 - Sensores de Posição:

Deu-se preferência ao uso de transdutores opto-eletrônicos na medição da posição, devido à sua facilidade de interface, confiabilidade, resolução, facilidade de aquisição e custo.

Como visto na seção 3.5.2, houve uma preocupação em relação à rigidez global dos eixos X, Y e Z, em função do uso de medição indireta de posição. Para o caso em estudo, como colocado na seção anterior, a preocupação maior é a presença de partículas suspensas em torno dos sensores. Os transdutores opto-eletrônicos de medição direta, por sua configuração aberta, poderiam vir a apresentar problemas futuros.

A presença de reduções relativamente elevadas (5,5 para o eixo Z, 5 para o eixo Y e 70 para o eixo X) proporciona o uso de 'encoders' de baixa resolução, haja visto que a resolução final de posicionamento é multiplicada pelo fator de redução.

Como a montagem junto ao motor obriga ao uso de cabos de grande comprimento, optou-se pelo uso de 'encoder' digital com saída diferencial.

3.5.6 - Sistema de Fixação da Peça:

Como a peça poderá ser usinada em toda a face superior, não sendo possível o uso de prensos, o modo mais simples e seguro de fixá-la é por meio de ventosas acopladas a uma bomba de vácuo de palhetas (Silva, 1980). Apesar das grandes vantagens oferecidas por este tipo de bomba de vácuo, o ar na entrada deve estar isento de impurezas para evitar o desgaste das palhetas e estator. O maior problema surge quando a peça pronta é retirada da máquina, pois as ventosas ficam expostas ao ambiente impregnado de partículas. Neste instante é importante que o contrafluxo de ar, utilizado para liberação da peça, continue até o momento em que a nova peça seja fixada. Deste modo, a bomba trabalhará em fluxo reverso durante a troca das peças. Além disso, as ventosas apresentarão um tampão poroso como filtro primário para evitar a entrada das partículas maiores na ventosa, bem como um filtro 'pulmão' na linha de sucção, o qual tem função de separar, por meio de diferença de densidade, as partículas sólidas presentes nesta linha. O material acumulado no reservatório do filtro deve ser retirado periodicamente.

Por meio de uma bomba de vácuo de $18\text{m}^3/\text{h}$ de deslocamento e quatro ventosas tipo 'caneco' de diâmetro interno 110mm, é obtida uma força de sucção em torno de 2500N, suficiente para o caso.

Além da força de sucção, o sistema de fixação deve proporcionar um plano de referência para as peças. Se todas as peças fossem planas, as próprias faces das ventosas forneceria o plano de referência e seria possível instalar maior número de

ventosas. Porém, como as peças podem apresentar curvaturas suaves faz-se necessário o uso de quatro ventosas que possuem em seu centro um eixo de ponta esférica, como pode ser visto na figura 3.29. Quando o vácuo é aplicado nas ventosas, a peça é puxada de encontro às esferas de referência.

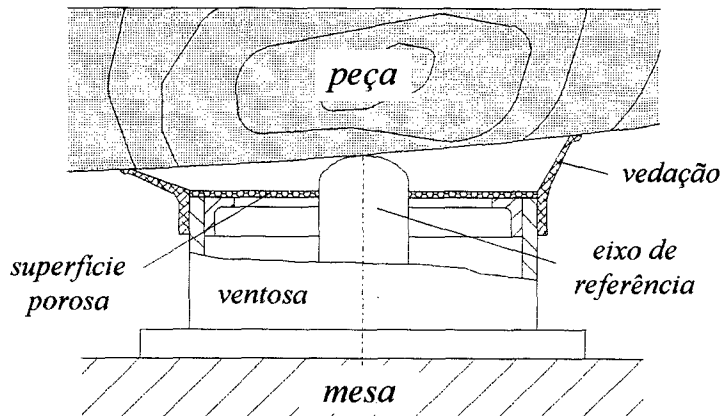


Figura 3.29 - Ventosa para fixação e referenciamento da peça.

3.5.7 - Retirada dos Cavacos de Usinagem:

Os cavacos serão retirados da parte inferior da máquina por meio de uma esteira simples, operando a baixa velocidade. Ao contrário da usinagem de metais, a temperatura dos cavacos de madeira e plástico não é elevada, sendo a única dificuldade de projeto a localização ideal da esteira.

A coluna móvel do eixo Z (canhão), possui em sua extremidade uma coifa de sucção e um anel formado por pêlos (tipo pincel) que envolve a ferramenta, como pode ser visto na figura 3.30. Os pêlos apresentam a flexibilidade necessária para se adaptarem à forma da peça e proporcionam, em conjunto com a coifa de exaustão, uma câmara com pressão negativa. Deste modo uma boa parte dos cavacos gerados é retirada assim que é projetada da peça. A parte anterior do anel é móvel, de modo semelhante a uma gaveta, para que a troca da ferramenta seja executada de uma maneira simples.

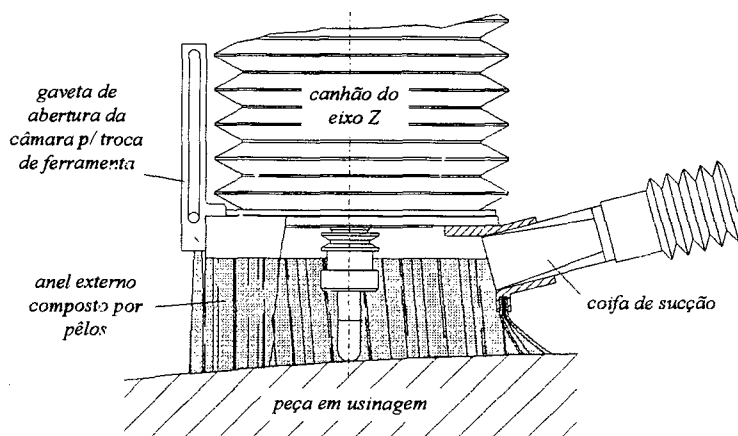


Figura 3.30 - Câmara de sucção de cavacos em torno da ferramenta

3.5.8 - Fundações:

Seguindo as orientações de JIREK (1965) e UMBACH (1965) a fundação se trata de um bloco de concreto onde a base da máquina é fixada.

Para a base da máquina optou-se pelo uso do ferro fundido cinzento com veios de grafita tipo 'A'. Apesar da facilidade de fabricação de uma base por meio da soldagem de tubos e chapas de aço, o ferro fundido apresenta melhor amortecimento de vibrações.

A fixação da base da máquina à fundação é feita por meio de 'patins' cônicos que apresentam regulagem de altura e elevada capacidade de carga. Entre o patim e o bloco da fundação é colocada uma chapa de aço para aumentar a área de atuação da carga sobre o concreto. Esta fixação pode ser vista na figura 3.31.

A fundação se trata de uma continuação da base, contribuindo para a rigidez global do sistema, principalmente pelas características das interfaces entre as superfícies de contato. Os picos de rugosidade na interface entre os componentes mecânicos dos patins, bem como entre patins e base, apresentam uma elasticidade que lhes confere um comportamento semelhante a molas. Deste modo, quanto melhor o acabamento e precisões geométrica e de montagem dos patins, tanto maior a rigidez. O tipo de solo sobre o qual é colocada a fundação também é importante. Um solo bem compactado oferece maior rigidez.

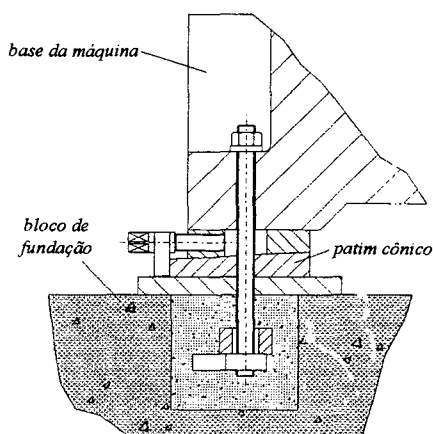


Figura 3.31 - Sistema de ancoragem da base à fundação.

3.5.9 - Troca de Ferramenta:

Um critério para a configuração do porta-ferramentas é que este seja fixo e externo ao volume de trabalho. Com isto, as ferramentas não ficam expostas aos resíduos de usinagem e a sua massa é suportada pela estrutura estática do sistema, não interferindo na inércia refletida sobre os servomotores de nenhum eixo. Ainda sob este aspecto, como os eixos Y e Z apresentam acionamento por fuso de esferas, o seu deslocamento para fora do volume de trabalho, quando da troca de ferramenta, obrigaria ao uso de fusos maiores. No caso do eixo Z ser aumentado, com a presença de fuso e estrutura maiores, as inércias refletidas sobre os eixos Y e Z também aumentam. No caso do eixo Y, apenas o eixo X teria sua inércia aumentada, porém, toda a máquina deveria ser mais larga, o que ocasiona uma distância entre guias do eixo X muito elevada (ver seção 3.5.1 sobre guias). Ao contrário, se o eixo X fosse aumentado, a inércia global do sistema ficaria a mesma, pois o seu acionamento é por pinhão e cremalheira. Deste modo, fica evidente que o magazine de ferramentas deve ficar numa das extremidades do eixo X.

As velocidades de avanço dos eixos permitem que o magazine de ferramentas seja fixo em uma das extremidades da base e os movimentos de troca sejam feitos pelo próprio sistema.

Para que as ferramentas não sejam expostas aos resíduos de usinagem, o porta-ferramentas é recuado pneumáticamente para uma posição um pouco afastada do campo de trabalho.

3.6 - Desenho Final da Estrutura Mecânica:

Todos os pontos referentes à parte mecânica estão presentes no sistema visto na figura abaixo.

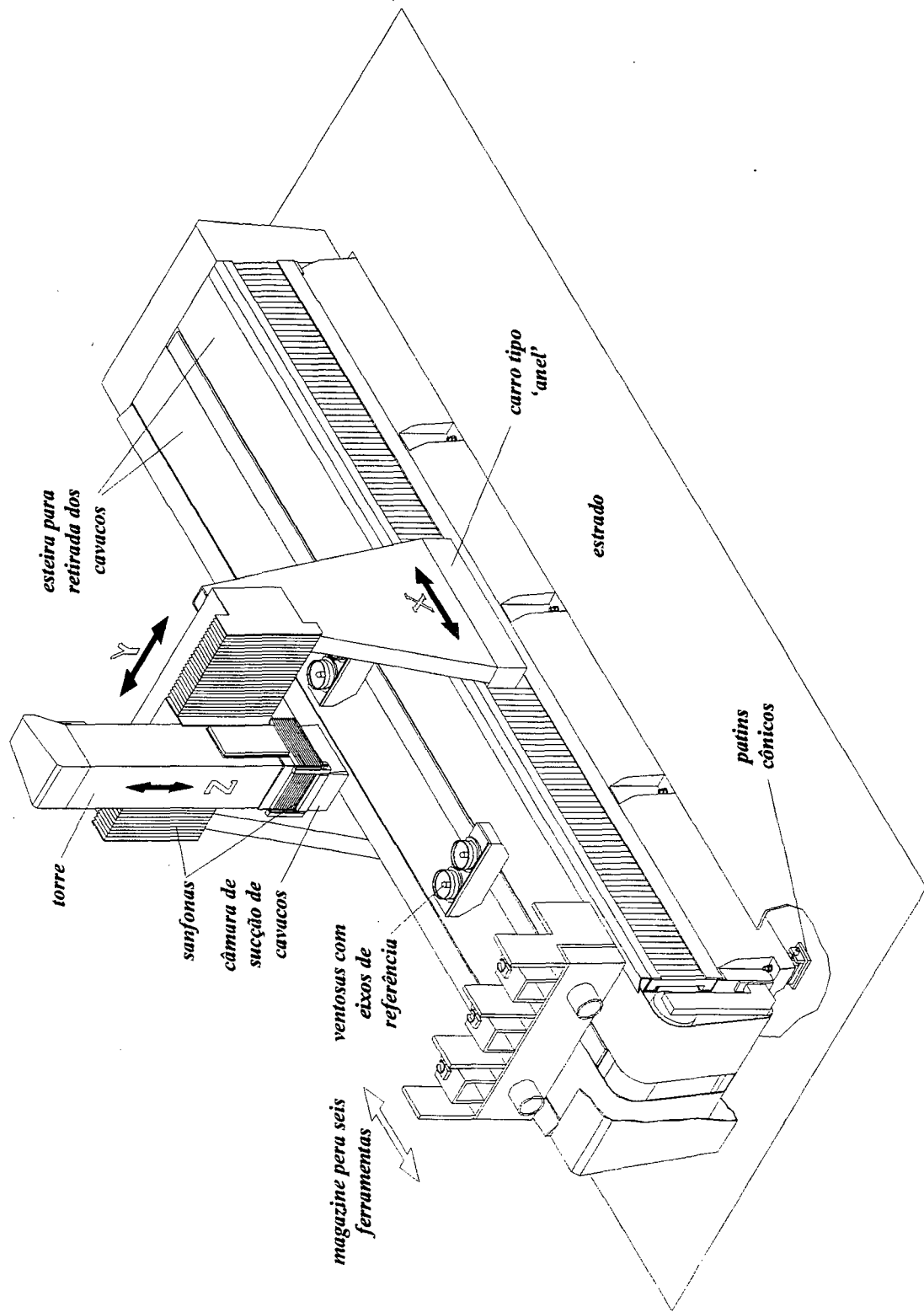


Figura 3.32 - Vista em perspectiva da parte mecânica do sistema.

3.7 - Sistema CAD/CAM/CNC e Medição por Digitalização:

Pelos requisitos que o sistema deve atender, o seu controle deve ser computadorizado (CNC) e, além disso, estar integrado a um sistema CAD/CAM. Os requisitos que estes sistemas devem atender são listados a seguir:

CAD:

- possibilidade de desenho de novas peças;
- possibilidade de modificação das dimensões e formas de peças produzidas anteriormente;
- geração de superfícies a partir de entidades geométricas como pontos, linhas e curvas;
- geração de curvas tipo Bezier ou B-Spline sobre a superfície da peça, para posterior utilização pelo software de CAM;
- boa interface para programação (customização do CAD para execução de funções específicas).

CAM:

- Geração de trajetórias de ferramenta a partir das curvas geradas no CAD;
- Divisão do programa em blocos para a execução de programas extensos.

CNC:

- Tarefas usuais de um CNC para controle dos eixos de movimentação da peça/ferramenta;
- É interessante que este CNC ofereça a possibilidade de aumento do número de eixos controlados. O limitante para esta característica está no custo de aquisição;
- Possibilidade de modificação do software de controle, para obtenção de malhas de dinâmica adequada e robustas aos torques de perturbação;
- CLP integrado para execução de comandos lógicos;
- Boa interface de programação para a elaboração dos programas-peça e implementação do software de monitoração do processo de medição por digitalização das peças-modelo.

Inicialmente pensou-se que não seria difícil obter no mercado um sistema que atendesse a estes requisitos. Porém, na pesquisa junto a fornecedores observou-se que os CNC's disponíveis no mercado em sua maioria executam apenas tarefas de posicionamento em três eixos e programas-peça não muito extensos, não monitorando, por exemplo, uma medição por coordenadas.

No caso em estudo, a ordem de tarefas a serem executadas pelo sistema CNC/CAD/CAM é a seguinte:

1. Digitalização e armazenamento de pontos medidos sobre peças-modelo.
2. Envio dos dados de medição para o software de CAD, onde os pontos medidos são interpolados por meio de curvas Bezier ou B-Spline (Rogers & Adams, 1990). A partir daí há uma definição geométrica e matemática da superfície da peça, podendo esta ser alterada conforme as necessidades do usuário.
3. Geração de trajetórias de ferramenta pelo software de CAM.
4. Usinagem.

ou então:

1. Desenho de nova peça no software de CAD.
2. Geração de trajetórias de ferramenta pelo software de CAM.
3. Usinagem.

O maior problema para a aquisição de um sistema que execute as tarefas listadas acima, está no fato das empresas especializadas fornecerem pacotes fechados de custo de aquisição muito elevado. Diante disso, optou-se pelo uso de componentes de arquitetura aberta, quais sejam:

- 1.CNC: Programmable Multi-Axis Controller (PMAC)
Fabricante: Delta-Tau Data-System - USA. [referência 11]
- 2.CAD: MicroStation
Fabricante: Intergraph - USA. [referência 24]
- 3.CAM: Software 3-D baseado no MicroStation implementado pela empresa AUDACES de Florianópolis.

Cada componente do sistema será avaliado a seguir, segundo a capacidade de execução das tarefas especificadas acima.

Tarefa 1 - Digitalização e Armazenamento dos pontos medidos sobre uma peça-modelo:

Tal tarefa está relacionada exclusivamente ao CNC. Pretende-se executar uma medição independente do processo de usinagem, ou seja, o sensor será acoplado ao canhão do eixo Z especialmente para a realização da medição, e a máquina operará como se fosse uma CMM (Máquina de Medir por Coordenadas). A medição será realizada de modo automático, utilizando o método diferencial (Veiga, 1986), segundo o qual a posição Z_p do ponto é dada pelo deslocamento Z_c do canhão somado ao deslocamento Z_s do sensor, conforme pode ser visto na figura 3.33. Ao invés do uso do apalpador-medidor convencional, será utilizado um apalpador opto-eletrônico cujo cursor é acionado por motor elétrico próprio (Heidenhain Metro, manual técnico, 1981). O sinal de saída deste apalpador é semelhante ao dos 'encoders' e escalas opto-eletrônicas convencionais.

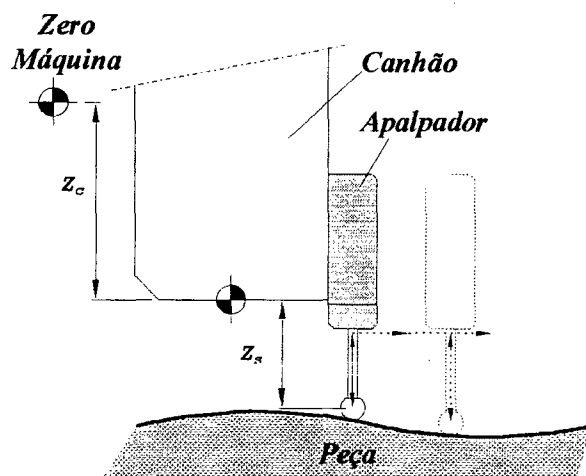


Figura 3.33 - Medição por Digitalização - Método Diferencial.

Portanto, para a execução da medição por digitalização o CNC/PMAC deve apresentar os seguintes recursos:

1. Cinco entradas digitais para 'encoders', ou seja, para os eixos X, Y e Z, para um possível quarto eixo e para o apalpador:

Na PMAC, a interface entre os encoders é feita por meio de CI's chamados 'DSP-Gate'. Cada um destes CI's possui quatro entradas para encoder, quatro saídas e quatro entradas analógicas, sendo portanto necessárias duas DSP-Gate para atender as necessidades do sistema.

2. Capacidade de armazenamento dos dados dos encoders:

Na configuração da PMAC é feita uma 'tabela de conversão de transdutores', a qual contém duas colunas, uma no espaço X e outra no espaço Y de memória, segundo o seguinte esquema:

Palavra X	Palavra Y
Bits 0 a 4: Correspondentes à parte fracionária da posição.	Bits 0 a 15: Endereço do registrador de posição fonte.
Bits 5 a 23: Correspondentes à parte inteira da posição.	Bits 16 a 23: Formato de conversão (interpolação 1/T, paralela ou sem interpolação).

Os recursos de programação do CNC-PMAC permitem a elaboração do seguinte programa para medição:

1. Posicionamento dos eixos X, Y e Z sobre um ponto pré-determinado da peça
2. Acionamento do apalpador
3. Busca da posição de cada 'encoder' (palavra X de cada um)
4. Preenchimento de uma tabela de coordenadas de posição
5. Avanço incremental nas direções X e/ou Y, para novo ponto de medição

Este programa será executado n vezes sobre a peça, de acordo com o número de pontos de medição desejados pelo usuário. O resultado final deste programa é uma tabela na forma:

Ponto	Coordenada X	Coordenada Y	Coordenada Z
P_{11}	X_{11}	Y_{11}	$Z_{C11} + Z_{S11}$
P_{12}	X_{12}	Y_{12}	$Z_{C12} + Z_{S12}$
...
P_{mn}	X_{mn}	Y_{mn}	$Z_{Cmn} + Z_{Smn}$

Pelo exposto, vê-se que a PMAC atende aos requisitos para a medição por digitalização de peças-modelo.

- Tarefas 2 e 3 - Envio dos dados de medição para o software de CAD e interpolação por meio de curvas B-Spline;
- Geração de trajetórias de ferramenta via CAM:

Estas tarefas estão relacionadas ao software de CAD/CAM, o qual deve conter recursos matemáticos e uma boa interface para 'customização' por meio de menus, subrotinas e macros. Em consulta a especialistas na área de CAD/CAM, houve um consenso em torno do software de CAD Intergraph-MicroStation (ref. 24), o qual já possui internamente rotinas para interpolação utilizando curvas B-Spline. É possível gerar superfícies a partir de entidades geométricas pré-definidas, como semi-círculos, retas e pontos. Em nosso caso, tais entidades geométricas são os pontos da tabela obtida na tarefa 1. O MicroStation também possui todos os recursos para o desenho de novas peças, entre estes os de solidificação, sombreado, etc.

Os profissionais que desenvolveram o software de CAM, baseado no MicroStation, implementaram todas as sub-rotinas e macros necessárias para captar uma tabela de pontos e, após a etapa intermediária de definição da superfície da peça, criar as trajetórias 3-D da ferramenta e o programa-peça em si. Pelas demonstrações realizadas, este software de CAD/CAM é perfeitamente compatível com a aplicação neste trabalho e apresenta grande confiabilidade.

Tarefa 4 - Usinagem:

Esta tarefa está relacionada com o CNC-PMAC. Pelo analisado na leitura do manual deste CNC, sob o ponto de vista dos comandos enviados para os eixos da máquina-ferramenta, a usinagem será facilmente comandada pela placa. A parte de programação de movimentos apresenta uma série de recursos encontrados apenas nos CNC's mais avançados.

Devido ao fato do programa-peça fornecido pelo CAM tratar-se de uma sucessão de pontos interpolados linearmente (código RS-274 G01), sendo os trapézios de velocidade adaptados de ponto para ponto automaticamente pelo CNC ('blended moves'),

o maior problema relacionado à usinagem, está na capacidade de memória do CNC. No caso do PMAC, a memória para programas é de 42Ksub-blocos ('X1000 Y1000' são dois sub-blocos) divididos em até 256 programas. Esta memória permite interpolar acima de 14000 pontos sobre uma peça. Apesar desta capacidade de memória ser relativamente elevada em relação aos CNC's presentes no mercado, é aconselhável que a placa seja acoplada a um computador dedicado. Desta forma, os programas-peça podem ser armazenados na própria memória do computador.

CONCLUSÃO

O sistema estudado teve como meta atender às necessidades crescentes de flexibilidade da indústria moveleira, a qual se depara com uma nova realidade mercadológica mundial. Apesar do fato que as indústrias nacionais utilizam máquinas fresadoras CNC's devido à sua elevada capacidade de produção de peças com excelente precisão dimensional e qualidade de superfície, tais características se devem a fatores construtivos que não são exclusivos das máquinas controladas por computador. Os cabeçotes de fresamento de alta velocidade e os acionamentos que permitem velocidades de avanço elevadas são usuais em máquinas copiadoras convencionais. Portanto, o que diferencia as máquinas CNC's das convencionais se trata da sua capacidade de produção de pequenos lotes de peças de formas complexas, sem que sejam necessários gabaritos para cópia e sistemas de fixação de difícil fabricação e elevado custo. Além disso, como os centros de usinagem permitem a troca automática de ferramentas e, conseqüentemente, a execução de várias tarefas numa única máquina, as etapas de corte e pré-montagem das peças são consideravelmente facilitadas.

Pelos requisitos de flexibilidade estabelecidos para o sistema estudado, observa-se que é necessário um elevado grau de integração entre as partes mecânica, eletro-eletrônica e computacional. Os requisitos estabelecidos de custo, volume de trabalho, produtividade, precisão, vida útil e estrutura mecânica, todos relacionados à flexibilidade, nortearam o desenvolvimento do trabalho, desde o dimensionamento do acionamento da ferramenta até a definição final do sistema CNC/CAD/CAM.

Em relação ao sistema mecânico, adotou-se uma configuração em pórtico-anel, com estrutura compacta e bom desempenho dinâmico nos eixos transladados. Isto permite o uso de altas velocidades de corte com elevada vida útil e excelente precisão de posicionamento para a aplicação em madeira.

Discutiu-se a possibilidade de adoção de quatro eixos interpolados para usinagem das peças, porém, por motivos relacionados à integração CNC/CAD/CAM e à rigidez mecânica do quarto eixo, observou-se que o uso de três-eixos interpolados é o mais adequado à aplicação. A menor produtividade obtida com três eixos é compensada com velocidades de avanço maiores nos eixos X, Y e Z. Isto é possível devido aos baixos requisitos de precisão para o sistema.

Quanto aos acionamentos, buscou-se sempre uma elevada rigidez, minimizando-se as não-linearidades e respeitando o Princípio de Abbe. Deu-se preferência ao uso de servomotores brushless, que apresentam grande faixa de velocidades, baixa manutenção e boa dissipação térmica; juntamente com reduções relativamente elevadas e fusos de esferas. Porém, como o eixo X possui uma curso muito grande, sua dinâmica estaria comprometida com a adoção de um fuso de esferas. Deste modo, para este eixo deu-se preferência ao acionamento por duplo pinhão e cremalheira.

O critério de dimensionamento dos acionamentos foi o tempo de aceleração. A adoção de um critério tão rígido se deve ao fato de que muitas peças de diferentes formas e tamanhos serão produzidas pelo sistema. Deste modo, a determinação de um ciclo de trabalho genérico se mostrou impraticável, pois este viria a ser mais conservativo que o próprio critério de tempo de aceleração.

Os sensores de posição adotados se tratam de transdutores angulares opto-eletrônicos (encoders), que proporcionam facilidade de montagem e operação confiável mesmo nos ambientes fabris mais desfavoráveis. Além disso, o Princípio de Abbe nunca é violado neste tipo de transdutor e o controle da malha de posicionamento é mais fácil. A elevada rigidez dos eixos permite o uso destes transdutores sem que haja grande prejuízo para a precisão final das peças.

Também foi discutida a escolha do tipo de guias e sua proteção, do sistema de fixação das peças, da retirada dos resíduos de usinagem, da fundação e do sistema de troca de ferramentas. Cabe ressaltar que cada um destes sub-sistemas atende aos requisitos estabelecidos anteriormente, se tratando de componentes de alta confiabilidade.

Finalmente, foi apresentada a configuração do sistema CNC/CAD/CAM adequado para o sistema. A adoção de software e hardware de arquitetura aberta proporciona maior trabalho de implementação, porém, garante a execução de todas as tarefas de medição e usinagem de peças, bem como a personalização do sistema às necessidades finais do usuário. Com a adoção dos componentes especificados para esta parte do sistema, é possível uma economia em torno de U\$15.000 em relação os pacotes fechados rígidos oferecidos no mercado por um número restrito de fabricantes.

Deste modo, o sistema descrito atende com confiabilidade todos os requisitos especificados para a sua aplicação na usinagem flexível de pequenos lotes de peças em madeira.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- [1] ALPHA Getriebebau - High Precision Gearbox - Catálogo Técnico 1994.
- [2] BLASCHKE, F. - The Principle of Field Orientation as Applied to the New Transvektor Closed-Loop Control System for Rotating-Field Machines - Siemens Review XXXIX(1972)-Nº5 pags. 217 a 223.
- [3] BLAUTH, Y.B. - Acionamento Elétrico em Quatro Quadrantes com Servomotor Síncrono a Ímãs e Inversor a FETs de Potência Dissertação de Mestrado - Eng. Elétrica - UFSC - 1988.
- [4] BOSE, B.K. - Power Electronics and AC Drives - Prentice Hall New Jersey - 1986.
- [5] BÜHLER, W. - Antriebssysteme und ihre Kenngrößen. Werkzeug Maschine International - 1971 - Nº 2 - pgs.21 a 25.
- [6] CARLSON R.; BLAUTH Y.B. - O Servomotor Síncrono a Ímãs Máquinas & Metais - Nov. 1987 - Pgs. 48 a 53.
- [7] CASTRO, H.F.F.de - Orientações para Seleção e Projeto de Guias de Máquinas-Ferramenta - Dissertação de Mestrado - Eng. Mecânica - UFSC - Agosto - 1987.
- [8] CHILDS, J.J. - All Accuracies are not the Same - American Machinist - Setembro - 1991.
- [9] DALLA VALENTINA, L.V.O - Ensaio Geométricos em Máquinas Ferramenta com Laser de Alinhamento - Dissert. Mestrado Eng. Mecânica - UFSC - Abril - 1985.
- [10] DeBRA, D.B. - Vibration Isolation of Precision Machine Tools and Instruments - Annals of the CIRP - Vol. 41 - nº 2 - 1992.
- [11] DELTA TAU Data Systems - Programmable Multi-Axis Controller V1.11 - Manual do Usuário - EUA - August 1 - 1991.
- [12] DEWAN S.B.; SLEMON G.R.; STRAUGEN A. - Power Semiconductors Drives - Ed. John Wiley & Sons - 1984.
- [13] DUDLEY, D.W. - Gear Handbook - The Design, Manufacture and Application of Gears - 1ª edição - McGraw-Hill - 1962.
- [14] DEY, D. A. - Guidelines in Selecting Variable-Speed Drives from a User's Viewpoint - IEEE Transactions on Industry Applications - Vol. 24 - nº6 - novembro/dezembro 1988.
- [15] FAGUNDES, J. C. - Acionamentos Elétricos - Apostila do Curso de Engenharia de Controle e Automação - Depto. Eng. Elétrica - UFSC - 1994.
- [16] GERGES, S.N.Y. - Ruído - Fundamentos e Controle - Editora da Universidade Federal de Santa Catarina - 1ª edição - 1992.

- [17] GIORDANO, G. - Tecnologia del Legno - 2ª ed. - Ed. Unione Tipografico - 1983 - Vol.II - Pgs. 150 a 182.
- [18] HARMONIC DRIVE GEARS - Catálogo técnico - Março - 1982 - USA.
- [19] HEIDENHAIN METRO - Digital Length Gauges with $\pm 1\mu\text{m}$ Accuracy MT10, MT30, MT60, MT100 - Catálogo da empresa Dr. Johannes Heidenhain - Outubro - 1981.
- [20] HEWLETT PACKARD 5528A - Laser Measurement System User's Guide 1988.
- [21] HIGH SPEED DEVELOPMENT srl - Eletromandrino CR.ISO 30 5 HP a Controllo Vettoriale con Dispositivo Brevettato per Orientamento Aggregati - Documentazione Tecnica - 1994.
- [22] INA RODAMIENTOS - Unidades de Recirculación a Bolas - Catálogo Técnico - Barcelona - fevereiro - 1992.
- [23] INA - Rodamientos para Accionamientos por Husillo Roscado Rodamientos a Bolas de Contato Angular, Rodamientos de Agujas y Axiales de Rodillos Cilíndricos - Cat. Técnico Barcelona - 1992.
- [24] INTERGRAPH MICROSTATION - MDL Function Reference Manual Version 5: B-Spline Functions - Setembro - 1993.
- [25] JIREK, B. - Foundation and Levelling Pads in Heavy Machine Tools Proceedings of 6th International M.T.D.R. - Pergamon Press London - 1965.
- [26] KENJO, T. - Power Electronics for the Microprocessor Age Department of Electrical Engineering and Power Electronics University of Industrial Technology - Kanagawa - Japão Oxford University Press - 1990.
- [27] KIM, S.W.; PARK, J.S. - Computer Aided Optimum Motor Selection for D.C. Servo Drive Systems - International Journal of Machine Tools Manufacturers - 1990 - Vol. 29 - nº 2 - pgs. 227 a 236.
- [28] KÖBERLE, J. - Richtlinien für die Wahl Wirtschaftlicher Tourenzahlen an Kehl-und Fräsmaschinen - Tech.Rdsch. (Bern), 27 - nº 44, 45, 46, 47, 48.
- [29] KOCH, P. - Wood Machining Processes - Ronald Press Co. - New York - 1964.
- [30] KOLLMANN, F.F.P.; KUENZI, E.W.; STAMM, A.J. - Principles of Wood Science and Technology - Vol. I - Springer-Verlag - 1975.
- [31] KOREN, Y.; BOLLINGER J.G. - Design Parameters for Sampled-Data Drives for CNC Machine Tools - IEEE Transactions on Industry Applications - Vol. IA-14 - Nº 3 - Maio/Junho - 1978.

- [32] KOREN, Y. - Cross-Coupled Biaxial Computer Control for Manufacturing Systems - ASME Transaction, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control - Vol. 102 - Nº 4 - Dezembro 1980 pgs. 265-272.
- [33] KOREN, Y.; LO, C.C. - Advanced Controllers for Feed Drives Annals of the CIRP Vol.41/2/1992.
- [34] KRÜGER, P.R. - Avaliação da Dinâmica de Servoacionamentos CA Síncronos e Transmissões por Polias e Correia Sincronizadora Aplicados em Máquinas-Ferramenta CNC - Dissertação de Mestrado - Depto. Eng. Mecânica - UFSC - Março - 1993.
- [35] LICHTBLAU, M. - Uma Contribuição ao Estudo da Dinâmica de Posicionadores - Dissertação de Mestrado - Eng. Mecânica UFSC - Fevereiro - 1989.
- [36] LEONHARD, W. - Control of Electrical Drives - Springer-Verlag 1985.
- [37] LEAL L.C.M.; BACK N. - Projeto de Máquinas Ferramenta - Vol.1 Apostila do Curso - Grupo de Análise de Tensões (GRANTE) Depto. Eng. Mecânica - UFSC.
- [38] MARTIN, C.A. - Curso de Sistemas de Controle e sua Dinâmica Apostila do Curso de Engenharia Mecânica - UFSC.
- [39] MASCHERONI, J.M. - Automação de um Processo de Filament Winding - Dis. Mestrado - Engenharia Mecânica - UFSC - 1992.
- [40] MERRIT, H.E. - Hydraulic Control Systems - Ed. John Willey & Sons - EUA - 1967.
- [41] NSK - Standard Series - Precision Machine Parts - Linear Motion Products - Catálogo Técnico - 1995.
- [42] OPITZ, H. - Auslegung von Vorschubantrieben für NC Maschinen Bericht über die VDW - Konstrukteur - Arbeitstagung am 7 und 8. - Fevereiro - 1969. Selbstverlag des Laboratoriums für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre der Rheinisch Westfälischen Technischen Hochschule Aachen - 1969.
- [43] ROBBINS & MYERS/Electro-Craft - DC Motors, Speed Controls, Servo systems - 6ª edição - 1989.
- [44] ROGERS D.F., ADAMS J.A. - Mathematical Elements for Computer Graphics - McGraw-Hill Publishing Company - 2ª edição - 1990.
- [45] SHNEYDOR, N.A. - A Procedure for the Design of Motor and Coupling for DC Applications - Conference Record of the 1989 IEEE Industry Application Society Annual Meeting.
- [46] SILVA, R.B. - Compressores, Bombas de Vácuo, Ar Comprimido 2ª edição - Ed. Grêmio Politécnico - Escola Politécnica de São Paulo - São Paulo - 1980.
- [47] SLOCUM, A.H. - Precision Machine Design (MIT) - Prentice Hall New Jersey - 1992.

- [48] STRENIO, D. - Selecting the Right Servo - Power Transmission Design - Vol. 29 - nº10 - 1987.
- [49] STUTE, G. - Die Lageregelung an Werkzeugmaschinen - Begleit-text zum gleichnamigem Seminar - Stuttgart, 3 - Auflage, Selbstverlag des Instituts für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen der Universität Stuttgart - 1975.
- [50] STUTE, G.; BÖBEL, K.H.; HESSELBACH, J.; HODEL, U.; STOF, P. Electric Feed Drives for Machine Tools - Institute of Control Theory for Machine Tools and Manufacturing Equipment University of Stuttgart - Ed. by Hans Gross - Siemens Aktiengesellschaft - John Wiley & Sons Limited - 1983.
- [51] Szalay, F. - Die Optimierung der Getriebeübersetzung bei Beschleunigungsantrieben - Werkstatt und Betrieb 109 1976 - Vol. 2 - pag. 69 a 72.
- [52] UMBACH, R. - Problems of Stiffness and Accuracy of Large Size Machine Tools - Proceedings of 6th International M.T.D.R. Pergamon Press - London - 1965.
- [53] VEIGA, C.L.N - Medição por Coordenadas em Máquinas-Ferramenta com Comando Numérico - Método Diferencial - Dissertação de Mestrado - Eng. Mecânica UFSC - Fevereiro - 1986.
- [54] VOILER - Protetores Sanfonados - Catálogo Técnico - 1994.
- [55] WECK, M. - Handbook of Machine Tools - John Wiley & Sons - 1980.
- [56] YOUNKIN, G.W. - Drive Sizing Requirements for Machine Tool Feed Drives - Conference Record of the IEEE Industrial Applications - Annual Meeting - 1990 - Seattle - USA.
- [57] YOUNKIN, G.W.; McGLASSON, W.D.; LORENZ R.D. - Considerations for Low-Inertia AC Drives in Machine Tool Axis Servo Applications - IEEE Transactions on Industry Applications Vol.27 - Nº 2 - Março/Abril - 1991.

Catálogos utilizados na base de dados do software do Apêndice A:

Além das referências [22][23] e [41], foram utilizados os seguintes catálogos:

- [58] GATES - Power Grip - Correias e Polias Sincronizadoras - São Paulo -1982.
- [59] INA IPIRANGA - Husillos a Bolas - Lasarte - Espanha.
- [60] INDRAMAT (Mannesmann Rexroth) - Application Data MAC 93 - Alem.
- [61] MatLab for Windows 4.0 - Manual do Usuário
- [62] STROMAG - Stromag e a Técnica de Transmissão - São Paulo.
- [63] Vissim 4.0 - manual do usuário - 1993.

APÊNDICE A

A.1 - Princípio de Funcionamento dos Motores CA:

Os motores CA operam por meio da geração de um campo magnético girante no estator e a interação deste campo com um campo do rotor. O resultado desta interação é um movimento de giro do rotor na tentativa de acompanhar o campo.

Os enrolamentos do estator estão ligados à fonte de alimentação em configuração de estrela ou triângulo. Quando a corrente trifásica senoidal é fornecida a estes enrolamentos, o campo magnético gira a uma velocidade e amplitude constantes. Isto pode ser visto na figura A.1. O vetor no centro do motor indica a direção do campo magnético (Norte-Sul) (Kenjo, 1990).

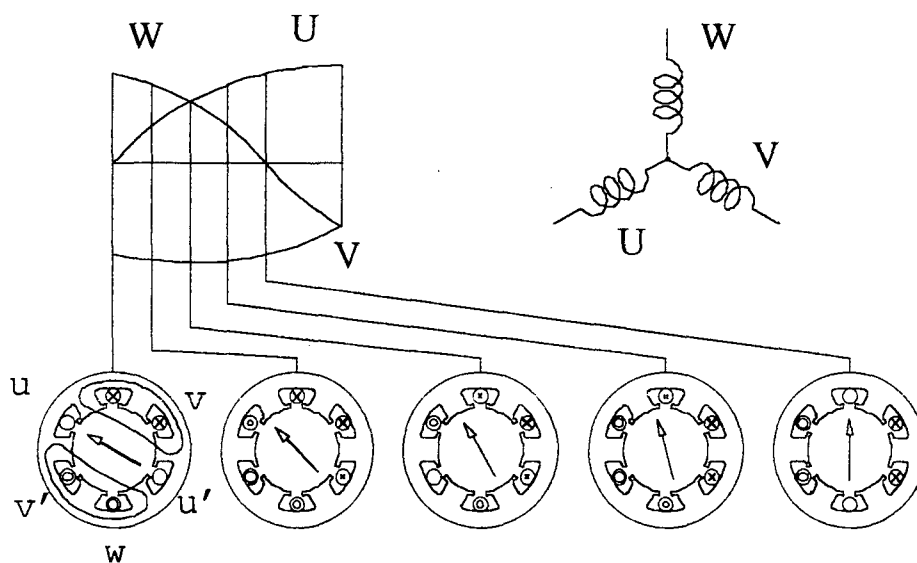


Figura A.1 - Campo girante em um motor CA.

A velocidade de giro do campo de excitação é chamada velocidade síncrona, a qual não depende do número de fases, mas do número de pólos e da frequência da fonte, segundo a fórmula:

$$N_0 = 120 \cdot \frac{f}{n_p} \quad [A.1]$$

onde: N_0 = velocidade síncrona do campo [rpm]

n_p = número de pólos do motor

f = frequência da fonte [Hz]

A.1.2 - Motor de Indução tipo Gaiola de Esquilo:

O rotor deste motor é formado por condutores de alumínio fundidos sob pressão nas ranhuras de um núcleo de aço laminado ou ao silício. Os condutores são curto circuitados nas extremidades por anéis de alumínio para permitir a circulação de corrente quando o rotor é exposto ao campo magnético girante. Esta corrente é responsável pelo fluxo magnético de armadura, que faz girar o rotor na tentativa de alinhá-lo ao campo do estator (Bose, 1986; Kenjo, 1990).

Como pode ser visto na figura A.2, a forma dos condutores e anéis do rotor é responsável pelo nome 'gaiola de esquilo'.

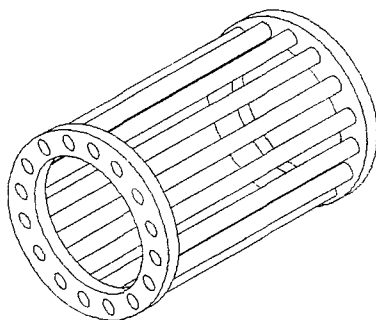


Figura A.2 - Rotor tipo 'gaiola-de-esquilo'.

Estes motores são ditos assíncronos, pois há um escorregamento (slip) devido à carga, que ocasiona uma velocidade de giro menor que a síncrona. Este escorregamento é dado pela fórmula:

$$S\% = \frac{N_o - N_R}{N_o} \times 100 \quad [A.2]$$

onde:

$S\%$ = escorregamento (em porcentagem)

N_o = velocidade síncrona [rpm]

N_R = velocidade do rotor [rpm]

Quando do acionamento de uma carga, esta é acelerada até que o torque fornecido pelo motor atinja o valor de equilíbrio com o torque de carga. Na maioria dos casos, este ponto de equilíbrio não corresponde ao torque máximo disponível (T_{quebra}) (Bose, 1986).

As curvas torque-velocidade do motor de indução acionado por tensão e frequência constantes são mostradas na figura A.3. Nota-se que quanto menor a resistência dos condutores do rotor, menor o torque de partida (T_p), mas maior a eficiência nas altas velocidades.

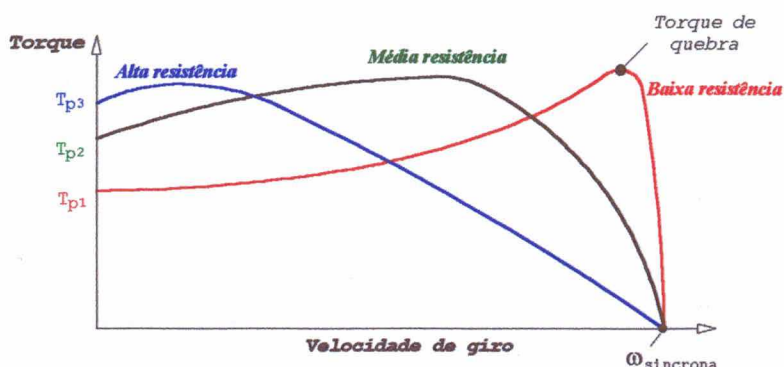


Figura A.3 - Curvas torque-velocidade para diferentes resistências do rotor.

A.2 - Princípio de Funcionamento dos Principais Servomotores usados em Máquinas CNC's para a Usinagem de Madeiras:

A.2.1. - Servomotores de Corrente Contínua:

Construtivamente o motor CC apresenta a campo de armadura (onde a força eletromotriz é induzida) no rotor, o qual consiste de um eixo que suporta um pacote de chapas ranhuradas. Entre estas ranhuras são colocados os enrolamentos, cujos terminais estão ligados às lamelas de um comutador.

O comutador se trata de um conjunto de lamelas metálicas solidárias ao rotor. Sua função é transmitir a corrente para os enrolamentos da armadura alternando o sentido de corrente durante o giro do rotor, de tal modo que o torque desenvolvido seja sempre no mesmo sentido. A transferência da corrente para as lamelas é feita por meio de escovas.

O estator é composto dos elementos necessários à formação do circuito magnético, ou seja, as chapas metálicas externas e os pólos de geração do campo de excitação (ímãs permanentes).

A figura A.4 mostra um vista em corte de um servomotor de corrente contínua de ímãs permanentes.

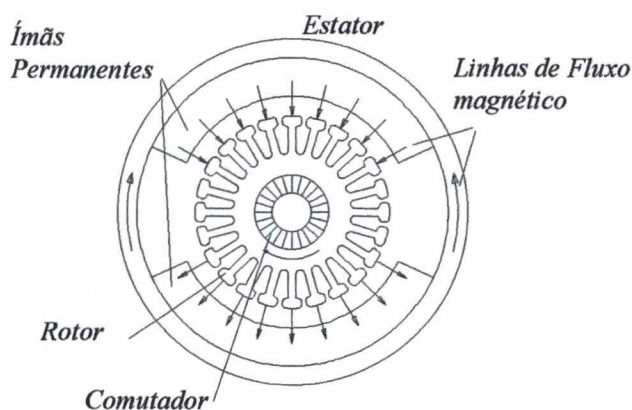


Figura A.4 - Vista em corte de um servomotor CC.

Por suas características construtivas, o servomotor CC é controlado de forma simples e elegante pela corrente da armadura. Os ímãs permanentes (super-ímãs) geram um campo de excitação fixo em toda a faixa de correntes da armadura.

A curva velocidade-torque do servomotor CC é aproximadamente linear numa grande faixa, como pode ser visto na figura A.5 (Robbins & Myers, doc. técnica, 1989).

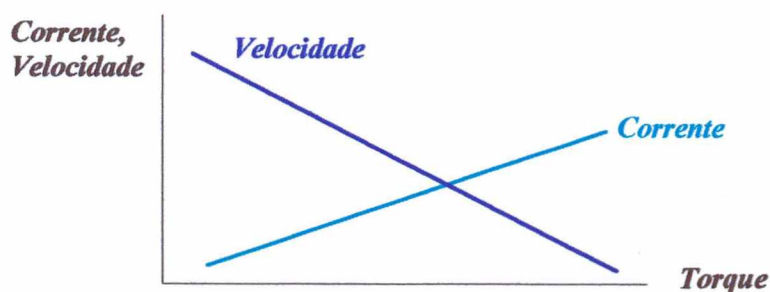


Figura A.5 - Curvas do servomotor CC.

Estes fatores, em conjunto com a facilidade de implementação do controle da corrente de armadura, tornaram este tipo de motor muito utilizado nos acionamentos de máquinas-ferramenta.

A.2.1.1 - Potência Dissipada em Servomotores CC:

Os servomotores CC se tratam de conversores de energia elétrica em mecânica que apresentam não idealidades. Como resultado disto, durante o processo de conversão há perda pela geração de calor. Tais perdas podem ser divididas como 'sensíveis ao torque (corrente)' e 'sensíveis à velocidade (tensão)' e podem ser vistas no quadro abaixo (Robbins & Myers, doc. técn.,1989):

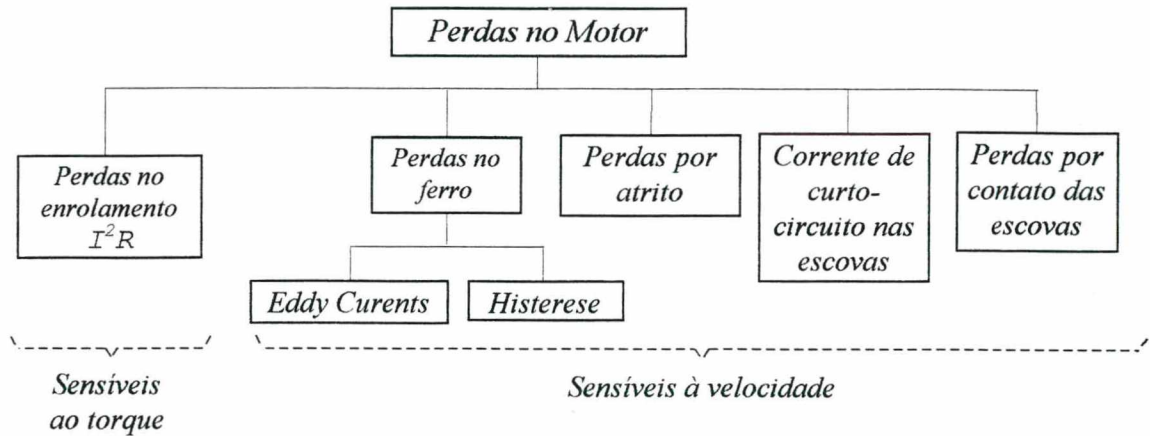


Figura A.6 - Quadro das perdas em servomotores CC.

O comportamento térmico de servomotores CC pode ser modelado pelo uso de duas constantes térmicas (Robbins & Myers, doc. técn.,1989; Stute e cols.,1983) A primeira constante T_{t1} fica na casa dos minutos e é afetada pelas massas de ferro e cobre do rotor. É importante no início do processo de aquecimento e no caso de cargas de variação rápida.

A segunda constante T_{t2} é consideravelmente maior, sendo importante em casos de pouca variação de carga durante longos períodos de trabalho. É influenciada pela taxa de transferência de calor para o estator e pela ventilação do motor.

Pelo dito acima se faz-se necessário o estudo prévio das variações do torque de carga durante as operações executadas pela máquina. No caso da necessidade de muitas acelerações e desacelerações da peça ou ferramenta o servomotor deverá fornecer seu torque dinâmico (de pico) com muita frequência. Se o torque é proporcional à corrente, a taxa de aquecimento é proporcional ao seu quadrado. Nestes casos é aconselhável o dimensionamento de um servomotor de torque dinâmico um pouco maior, desde que este não comprometa os requisitos dinâmicos

estabelecidos para o sistema (Stute e cols., 1983). No caso de operações de usinagem de longa duração se torna necessária a ventilação forçada do servomotor.

Todas as perdas mencionadas acima ocorrem no rotor, gerando calor cuja dissipação é dificultada pela cortina de ar presente entre rotor e estator. O calor gerado no rotor é transmitido por condução diretamente ao fuso ou redutor da cadeia de transmissão, ocasionando perda de pré-carga e consequente diminuição de rigidez e coeficiente de amortecimento (Martin, ref.38]. Além disso, um fuso de aço de 1 m de comprimento se alonga 12 micrometros a cada incremento de 1°C na temperatura. Esta variação pode limitar em muito a precisão de posicionamento em caso de medição indireta.

A geração de calor no rotor, a presença da curva limite de comutação e os problemas de manutenção relacionados às escovas são responsáveis pela gradual redução no uso dos servomotores CC em máquinas-ferramenta na atualidade.

A.2.1.2 - Conversores de Corrente para Servomotores CC:

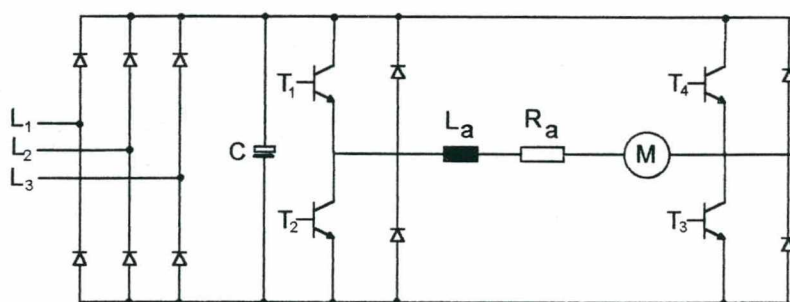
"O conversor de corrente pode ser entendido como a etapa de potência para o suprimento de energia do motor, a qual inclui os circuitos de controle e os reguladores de corrente e velocidade. A variável de entrada é o valor de referência de velocidade e a variável de saída é a tensão de entrada do motor" (Stute e cols., 1983).

Este conversor (também chamado drive, servoacionamento ou servoamplificador), forma um sistema integrado com o servomotor e tem grande importância no comportamento global da malha. Sua faixa de operação normalmente engloba os quatro quadrantes do gráfico torque-velocidade, ou seja, fornece energia nas acelerações e retorna a energia para a rede nas frenagens (Kenjo, 1990; Robbins & Myers, doc. téc., 1989; Stute e cols., 1983).

Na grande maioria dos casos a fonte de potência para acionamento do motor se trata da rede de tensão trifásica, a qual é convertida em contínua por meio de uma ponte retifica-

dora. A tensão sobre a armadura é variada por meio de transistores, geralmente por chaveamento.

Devido ao emprego dos transistores MOSFET (Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor) e IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor), os atuais conversores transistorizados apresentam características muito boas, sendo utilizados para acionamentos de motores CC de até 30 Nm, com uma frequência de chaveamento em torno de 100 kHz (Dewan e cols., 1984; Stute e cols., 1983). Tais frequências de chaveamento garantem um tempo morto muito baixo ao conversor (Lichtblau, 1989). A usual configuração de circuito em ponte de transistores pode ser vista na figura A.7.



**Figura A.7 - Circuito em ponte de transistores para
chaveamento de tensão sobre servomotor CC.**

O circuito da figura acima representa a etapa de potência do conversor. Por meio do chaveamento ordenado dos transistores de potência, pode-se controlar o sentido de giro do motor, sua aceleração e frenagem. Para que tal ocorra, se faz necessário um segundo circuito, cuja função é converter um sinal de comando (uma tensão correspondente a uma referência de velocidade provinda de um CNC, por exemplo) em pulsos de tensão sobre a armadura do servomotor.

Há dois princípios básicos de variação da tensão média sobre a armadura do motor. O primeiro se trata do PWM (Pulse Width Modulation), onde a frequência de chaveamento é constante, mas a largura dos pulsos é variada, fazendo com que a tensão média sobre as bobinas da armadura e, conseqüentemente, a velocidade do rotor varie. No segundo princípio, o tempo ativo dos transistores permanece constante enquanto que a frequência é variada (PFM = Pulse Frequency Modulation) (Kenjo, 1990).

Na figura A.8 são vistos os pulsos de chaveamento dos transistores, a tensão de armadura (U_a), a corrente de armadura (I_a) e a corrente no barramento CC (I_b), para os quatro quadrantes (Stute e cols., 1983).

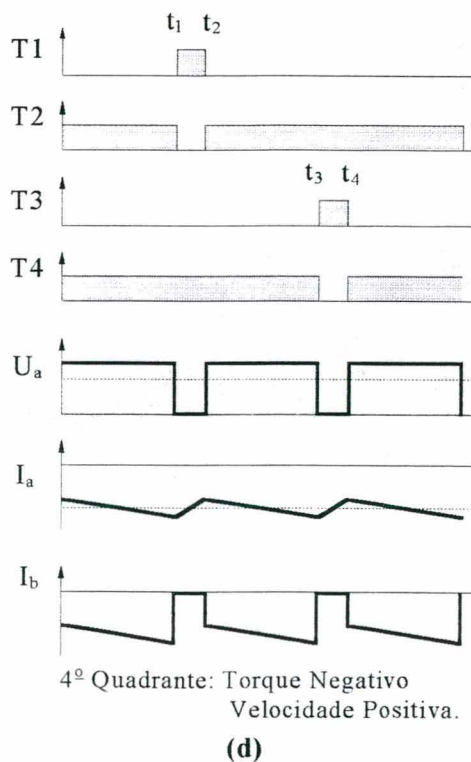
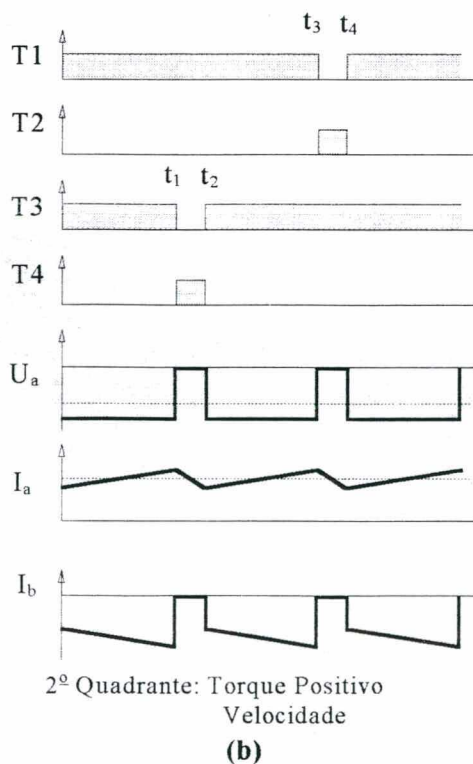
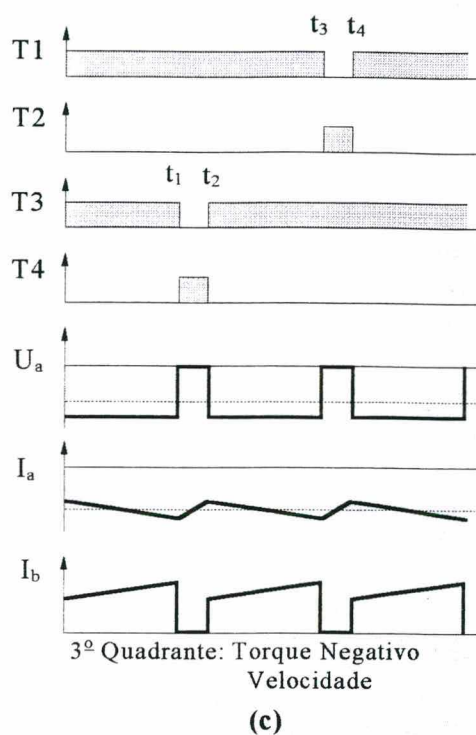
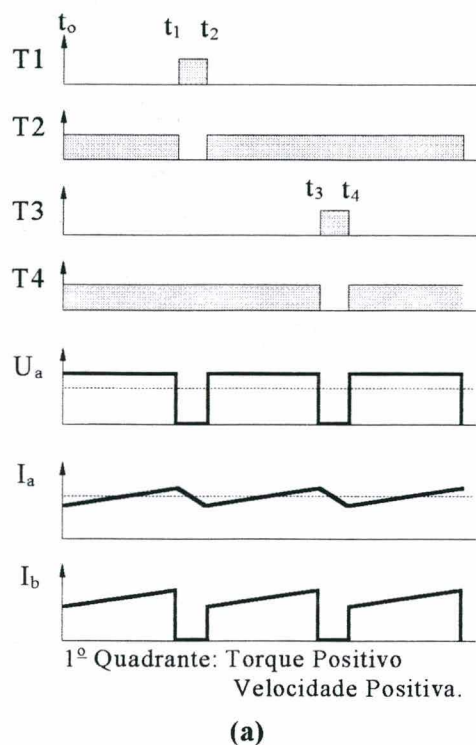


Figura A.8 - Pulsos dos transistores, tensão e corrente de armadura e corrente no barramento CC para os quatro quadrantes.

Na figura (a) ve-se a operação no primeiro quadrante, no qual o motor está transmitindo torque para a carga. No tempo ($t_1 - t_0$) há circulação de corrente entre os elementos T_1 , L, R, motor e T_3 (a ativação dos transistores se dá a nível lógico 0). Entre t_1 e t_2 , devido à indutância, ainda há circulação de corrente no laço inferior (T_3, D_2, L, R e motor), mesmo não havendo tensão nos terminais da armadura. Entre t_2 e t_3 se dá o mesmo que entre t_0 e t_1 e, entre t_3 e t_4 , a corrente circula no laço superior (T_1, L, R , motor e D_4). É importante observar que nos intervalos ($t_2 - t_1$) e ($t_4 - t_3$) não há corrente no barramento CC nem tensão de armadura.

Seguindo o mesmo raciocínio na figura A.8(c) observa-se a operação no terceiro quadrante (torque e sentido de giro negativos).

Nas figuras (b) e (d) são vistas as operações de frenagem da carga, haja visto que o torque fornecido pelo motor se opoe ao giro do rotor. Observa-se que nestes quadrantes a corrente no barramento CC (I_b) é negativa.

A.2.2 - Servomotor de Indução - Gaiola de Esquilo (CA Assíncrono):

O que diferencia o servomotor CA Assíncrono dos motores CA convencionais está no fato de que estes últimos são otimizados em função do custo e eficiência, enquanto o primeiro é otimizado em função do desempenho dinâmico. A interação entre os campos de excitação e de armadura é aumentada com a redução da densidade de energia do entreferro, pela substituição do alumínio por cobre na gaiola, pelo aumento do diâmetro dos condutores, e/ou com o uso de ferro de melhores características magnéticas (Blauth, 1988).

Na figura A.9 podem ser vistos os condutores do rotor de um servomotor CA assíncrono. A forma torcida da gaiola proporciona um giro isento de trepidações mesmo em velocidades muito baixas.

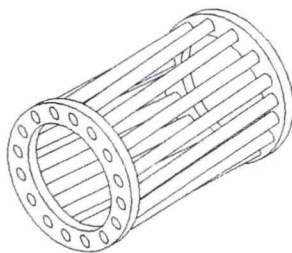


Figura A.9 - Rotor tipo 'gaiola-de-esquilo' para servomotor.

Apesar de todos estes detalhes construtivos do servomotor CA assíncrono, este apresenta as principais características dos motores CA convencionais, quais sejam, robustez e baixa manutenção.

A.2.2.1 - Controle Vetorial dos Servomotores de Indução:

Apesar dos atrativos do servomotor CA Assíncrono, este se trata de um motor de difícil controle devido ao acoplamento eletromagnético entre rotor e estator. Somente na década de 70, com o advento de novas técnicas de controle vetorial e novos componentes eletrônicos, foi possível o uso do motor de indução em sistemas de alto desempenho dinâmico (Blaschke, 1972; Leonhard, 1985).

No método de controle vetorial, o módulo e a direção da grandeza de alimentação (tensão ou corrente) são controlados. Deste modo, o servomotor de indução é controlado de maneira semelhante a um servomotor CC, o qual possui as grandezas torque e fluxo desacopladas.

Nos servomotores CC convencionais o torque é proporcional à corrente de armadura. No servomotor de indução o torque é proporcional às correntes i_α e i_β , as quais são componentes da corrente do estator e estão definidas num sistema de coordenadas cujo centro está fixo no eixo do motor e que gira à velocidade síncrona.

As correntes i_α e i_β são obtidas a partir das correntes de entrada i_1 e i_2 pelo seguinte equacionamento:

$$i_\alpha = i_1 \cos \psi - i_2 \sin \psi$$

$$i_\beta = i_1 \sin \psi + i_2 \cos \psi$$

Para a obtenção do valor da corrente do estator se faz necessária a medição das duas componentes do ângulo de fluxo de campo ψ . Isto é feito por meio de sensores do tipo Hall colocados entre rotor e estator. Um analisador vetorial converte os sinais medidos nas funções seno e cosseno requeridas pelo comando.

O vetor corrente de campo i , com as componentes i_α , i_β , i_1 e i_2 (neste caso com módulos constantes) são vistos na figura A.10.

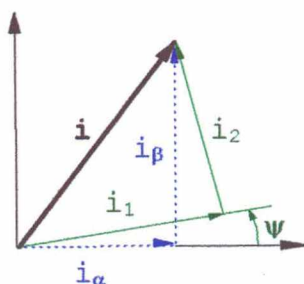


Figura A.10 - Vetores de corrente do estator no controle vetorial de servomotor de indução.

A figura A.11 mostra um esquema deste tipo de controle, onde aparecem o servomotor, um analisador vetorial (AV) que processa os sinais medidos pelos sensores de efeito Hall e um 'rotor vetorial' (RV) que gera os valores de referência de corrente para o conversor. Este arranjo proporciona variação do campo por meio da corrente i_1 e do torque através de i_2 (Blaschke, 1972).

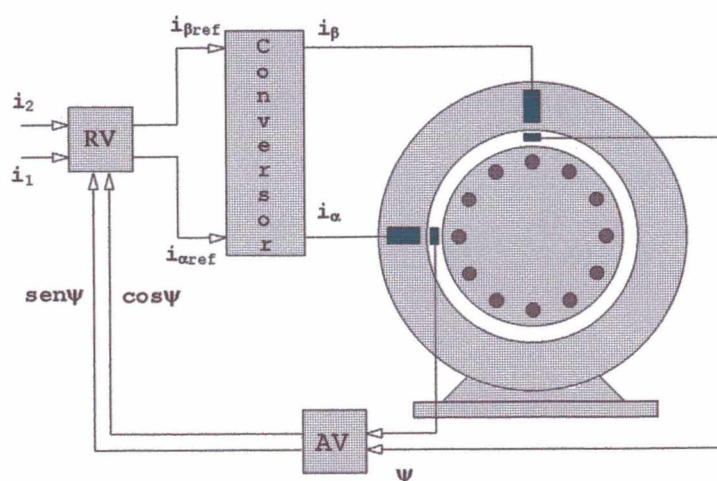


Figura A.11 - Esquema de um controlador vetorial.

O conversor, em baixas e médias potências, geralmente é um retificador seguido de um inversor transistorizado PWM. No caso de altas potências se trata de um inversor a tiristores com comutação forçada.

Apesar da simplicidade do método apresentado por Blaschke em 1971, o modelamento para controle do servomotor de indução exige conhecimento dos seus parâmetros, os quais são difíceis de serem medidos ou estimados. Além disso, o controlador necessita do uso de um microprocessador poderoso para execução de cálculos em tempo real.

A.2.3 - Servomotor CA Síncrono (CC Brushless) :

O servomotor Brushless utilizado em máquinas-ferramenta apresenta uma configuração como a da figura A.12 (Robbins & Myers, 1989). Os ímãs permanentes estão localizados no rotor e o enrolamento de campo no estator. Com este tipo de montagem o calor é gerado no estator, onde é facilmente dissipado. Deste modo, o fuso não recebe uma carga térmica tão elevada como nos servomotores CC.

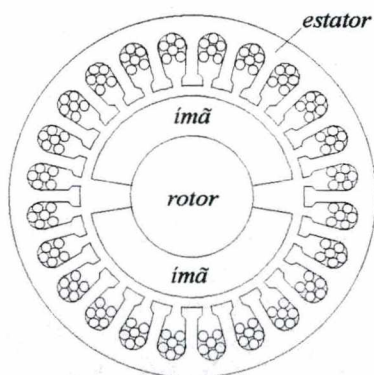


Figura A.12 - Vista em corte do servomotor CC brushless.

Há duas técnicas usuais para o controle de torque nos servomotores brushless: a Senoidal e a Trapezoidal (Blauth, 1988; Robbins & Myers, doc. técnica, 1989). Na primeira, os ímãs do rotor apresentam magnetização paralela, enquanto que no controle trapezoidal a magnetização dos ímãs é radial. Os sentidos de magnetização dos ímãs e respectivas curvas de fluxo gerado no entreferro num motor de dois pólos podem ser vistos na figura A.13 (Blauth, 1988).

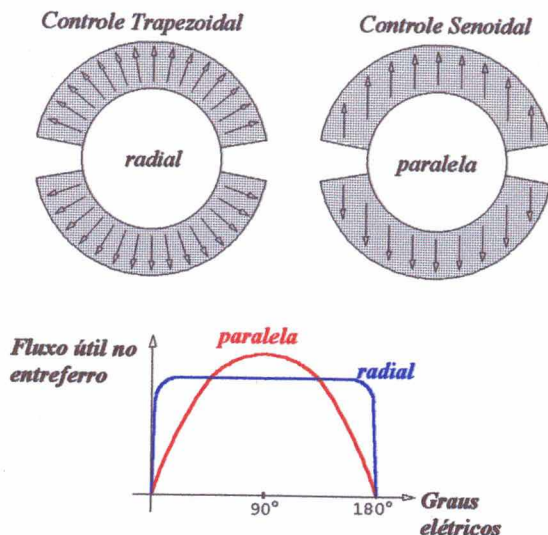


Figura A.13 - Sentido de magnetização dos ímãs e fluxo num motor de dois pólos.

O controle senoidal se dá pela produção de uma corrente de campo senoidal e cosenoidal em cada bobina, durante um ciclo de giro do eixo. O resultado disto é um torque proporcional à corrente ($T_m = K_t \cdot i$) como nos servomotores CC convencionais. Apesar do giro suave em praticamente em toda a faixa de velocidades, este método apresenta como desvantagem a dificuldade da geração das correntes senoidais.

A segunda técnica se dá pela geração de uma corrente de campo de forma trapezoidal. Se faz necessária a escolha correta dos ângulos de condução e número de bobinas de tal modo que o torque resultante seja proporcional à corrente máxima na bobina (parte plana da curva de corrente). Como o controlador pode comutar as bobinas do estator com ondas quadradas, o circuito digital de controle é relativamente simples. A alimentação de corrente trapezoidal proporciona perdas menores do que a senoidal, por este motivo, é a mais utilizada em posicionadores.

Em ambas as técnicas de controle de torque, a comutação da corrente nas bobinas necessita ter como referência a posição angular do eixo. O sistema de medição de posição angular pode utilizar sensores de efeito Hall, resolvers ou sensores eletro-ópticos. Os sensores de efeito Hall detectam a magnitude e polaridade do campo magnético dos ímãs permanentes. São montados usualmente no estator e apresentam baixo custo. Sua desvantagem está na sensibilidade às altas temperaturas. Os resolvers são basicamente transformadores rotativos e podem ser encontrados em

várias configurações e resoluções para diferentes aplicações (veja seção 2.6). Suas principais vantagens estão na boa precisão, baixo custo e insensibilidade a contaminantes. Porém, não são indicados para as altas velocidades e os sinais gerados são analógicos, o que obriga o uso de conversores A/D para utilização destes sinais pelo controlador. O transdutor eletro-óptico é o que apresenta as melhores características de precisão entre estes transdutores, porém, não apresenta a robustez necessária em certas montagens.

A.2.3.1 - Conversor para Servomotores CC Brushless:

O método mais usual para a energização de servomotores brushless pode ser visto na figura A.14 (Kenjo, 1990; Robbins & Myers, doc. técn., 1989). Seis transistores são comutados de acordo com a posição angular do rotor. O transistor de potência em série tem função de controlar a tensão e a corrente no circuito por meio de modulação da frequência ou da largura de pulso (PWM).

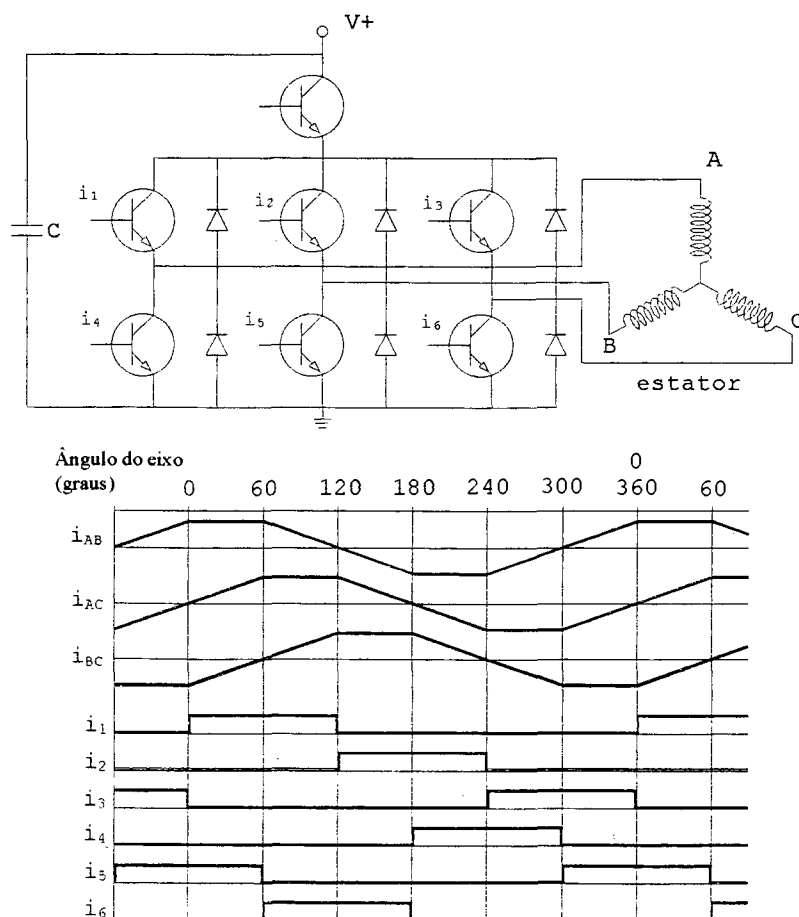


Figura A.14 - Conversor para servomotor CC brushless.

APÊNDICE B

Fluxograma de Dimensionamento de Servomotores pelo Tempo de Aceleração com Acionamento por Fuso de Esferas e Redução por Polias Sincronizadoras:

Registro de Dados de Servomotores, Fusos de esferas e Polias Sincronizadoras.

Entrada de dados:

- Qual o tipo de servomotor? - CC convencional
 - CC brushless
- Velocidade de Avanço Rápido
- Comprimento de Montagem do fuso de esferas
- Comprimento Total do fuso de esferas
- Tempo máximo de aceleração especificado
- Tipo de montagem adotado:
 - Fuso acionado / Mancais engastado-apoiado
 - Fuso acionado / Mancais engastado-engastado com quatro pontos de apoio
 - Fuso acionado / Mancais engastado-engastado com dois pontos de apoio
 - Fuso acionado / Mancais engastado-livre
 - Fuso vertical acionado / Mancais engastado-livre
 - Fuso fixo / castanha acionada
- Regime de trabalho:
 - Número de Períodos
 - Velocidade de Avanço e Forças de usinagem para cada Período.
- Resolução admitida para o servomotor
- Resolução requerida no eixo
- Coeficiente de atrito das guias
- Massa a ser acionada
- Frequência mecânica nominal desejada

Cálculo da velocidade ideal de servomotor com base na Velocidade de Avanço Rápido e Resolução desejadas.

Redução arbitrada: $RED = 1$

- Obtenção do diâmetro mínimo do fuso de esferas: Maior valor entre os diâmetros obtidos pelos critérios de rigidez e velocidade crítica.
- Escolha do fuso de esferas comercial com diâmetro \geq diâmetro mínimo.

- Obtenção do passo do fuso de esferas ideal, conforme a Velocidade de Avanço Rápido desejada, redução e velocidade ideal do servomotor.
- Escolha do passo mais próximo ao ideal entre os disponíveis para o fuso de esferas obtido até o momento.

Cálculos finais do fuso de esferas:

- Máxima velocidade de servomotor permitida
- Momento de inércia do fuso
- Rendimento aproximado do fuso
- Nova velocidade de avanço rápido obtida
- Nova resolução obtida.

